

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh úpravy kotle K2 v Teplárně Přerov pro zvýšení teploty
přehřáté páry**

**Propose Modifications in Boiler K2 Teplárna Přerov to Increase
the Temperature of Steam Output**

Student:

Bc. Marek Meixner

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Bohumír Čech

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marek Meixner**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh úpravy kotle K2 v Teplárně Přerov pro zvýšení teploty přehřáté páry**
Propose Modifications in the Boiler K2 Teplárna Přerov to Increase the Temperature of Steam Output.

Zásady pro vypracování:

Vypracujte technický návrh úpravy kotle K2 v Teplárně Přerov pro zvýšení parametrů přehřáté páry na požadovanou teplotu 540 °C.

Diplomová práce bude obsahovat:

1. Popis stávajícího kotle K2 a jeho parametry.
2. Přehled možných metod pro zvýšení teploty přehřáté páry u kotlů.
3. Výběr a popis řešení pro zvýšení teploty páry u kotle K2 v Teplárně Přerov.
4. Tepelný výpočet kotle a návrh úprav teplosměnných ploch.
5. Technicko-ekonomické zhodnocení přínosu rekonstrukce.

Grafické práce:

1. Výkres kotle K2 s naznačením úpravy.
2. Konstrukční výkres úpravy teplosměnné plochy.

Seznam doporučené odborné literatury:

Černý V. a kol. Parní kotle a spalovací zařízení, SNTL Praha 1975.

Kolat P. Přenos tepla a hmoty, skripta VŠB Ostrava 1987.

ON 074017 Tepelný výpočet parních kotlů.

Dlouhý T. Výpočty kotlů a spalínových výměníků, skripta ČVUT Praha 2005.

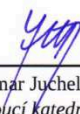
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Bohumír Čech**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18. 5. 2014

.....
podpis studenta

Prohlášení studenta

byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.

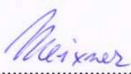
beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO

bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě : 18.5.2014


.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Marek Meixner

Adresa trvalého pobytu autora práce: Josefa Lady 4090/3, Prostějov

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MEIXNER, M. *Návrh úpravy kotle K2 v Teplárně Přerov pro zvýšení teploty přehřáté páry*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 66 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Bohumír Čech

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukční úpravy kotle K2 Teplárny Přerov pro zvýšení parametrů přehřáté páry na teplotu 540 °C. V první části diplomové práce je popis stávajícího kotle K2 a přehled možných metod pro zvýšení teploty přehřáté páry. Výpočtová část obsahuje jak základní stechiometrické výpočty, tak i vytvoření tepelného modelu kotle v programu KOTEL 4.0. Závěrečná část je tvořena návrhy možných úprav a jejich technicko-ekonomickým zhodnocením.

ANOTATION OF MASTER THESIS

MEIXNER, M. *Propose Modifications in Boiler K2 Teplárna Přerov to Increase the Temperature of Steam Output*, Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetics, 2014, 66 p. Thesis head: Dr. Ing. Bohumír Čech

Thesis is dealing with construction design of boiler K2 in Teplárna Přerov in order to increase parameters of overheated steam to 540°C. In first part of my thesis is description of existing boiler K2 and summary of possible methods for increasing overheated steam.

Practical part include basic stachiometric calculations as well as creation of thermical model of boiler in program KOTEL 4.0. Final part lists possible adjustments and their technical-economic evaluation.

Obsah

1	Úvod.....	12
2	Popis kotle K2.....	13
2.1.	Základní parametry kotle	13
2.2.	Charakteristika kotle	13
2.3.	DENOX K2.....	14
2.4.	Regulace primárního a dohořivacího vzduchu.....	15
2.4.1.	Primární	15
2.4.2.	Sekundární	15
2.4.3.	Dohořivací	15
2.5.	Popis tlakového celku kotle	15
2.5.1.	Ekonomizér.....	17
2.5.2.	Výparník	17
2.5.3.	Buben	17
2.5.4.	Přehříváky	17
2.6.	Vzduchový okruh	19
2.6.1.	Sekundární	20
2.6.2.	Primární ventilátor	20
2.7.	Ohřívák vzduchu LUVO	21
2.8.	Mlecí okruh	21
2.9.	Regulace teploty přehřáté páry.....	22
3	Přehled možných metod pro zvýšení teploty přehřáté páry u kotlů.	22
3.1.	Problematika teploty přehřáté páry	22
3.2.	metody pro zvýšení teploty přehřáté páry u kotlů.....	23
3.2.1.	Omezení teplosměnné plochy výparníku.....	23
3.2.2.	Změna směrování a umístění hořáků	23
3.2.3.	Zvýšení spalovací teploty	24
3.2.4.	Změna paliva.....	24
3.2.5.	Recirkulace spalin v množství do 20% celkové ho množství spalin	24
3.2.6.	Využití stávající recirkulace	25
3.2.7.	Zvětšení teplosměnné plochy přehříváku P4	25
4	Stechiometrické výpočty.....	26
4.1.	Složení paliva	26
4.2.	Stechiometrické výpočty	26
4.2.1.	Minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva.....	26

4.2.2.	Minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva.....	27
4.2.3.	Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva.....	27
4.2.4.	Objem vzduchu skutečného suchého	28
4.2.5.	Objem vzduchu skutečného vlhkého	28
4.2.6.	Objem oxidu uhličitého	29
4.2.7.	Objem oxidu siřičitého.....	29
4.2.8.	Objem dusíku	29
4.2.9.	Objem kyslíku	30
4.2.10.	Objem argonu	30
4.2.11.	Objem suchých spalin	30
4.2.12.	Objem vodní páry, ze spalování vodíku, odpařenou vlhkostí paliva a vlhkostí vzduchu	31
4.2.13.	Objem vlhkých spalin z 1kg paliva tedy bude	31
4.2.14.	Objem vlhkých spalin z 1 kg paliva při $t_{sp} = 120^{\circ}\text{C}$	31
4.2.15.	Procentní složení spalin.....	32
4.2.16.	Procentní objem oxidu siřičitého	32
4.2.17.	Procentní objem dusíku.....	32
4.2.18.	Procentní objem kyslíku.....	32
4.2.19.	Procentní objem argonu	33
4.2.20.	Procentní objem vodní páry	33
4.2.21.	Stanovení měrné tepelné kapacity spalin	34
4.2.22.	Entalpie stechiometrických spalin při daném přebytku vzduchu.....	34
4.2.23.	Entalpie minimálního množství vzduchu při dané teplotě.....	35
4.2.24.	Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva.....	35
4.2.25.	Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu.....	36
4.3.	Tepelná bilance kotle	37
4.3.1.	Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva.....	37
4.3.2.	Teplo ohřátého vzduchu.....	38
4.4.	Ztráty kotle a tepelná účinnost	38
4.4.1.	Ztráta hořlavinou ve spalinách (CHEMICKÝ NEDOPAL)	38
4.4.2.	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (MECHANICKÝ NEDOPAL).....	39
4.4.3.	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	40
4.4.4.	Ztráta sdílením tepla do okolí	41

4.4.5.	Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)	41
4.4.6.	Tepelná účinnost kotle (brutto) nepřímá metoda	42
4.5.	Výrobní teplo páry a množství paliva	43
4.5.1.	Výrobní teplo páry	43
4.5.2.	Množství paliva	43
4.5.3.	Množství paliva výpočtově	44
5	Tepelný výpočet kotle v aplikaci KOTEL 4.0	44
5.1.	Popis postupu pro výpočet	44
5.2.	Zadání pro tepelný výpočet	45
5.3.	Rozdělení teplosměnných ploch kotle	45
5.4.	Zjištění plochy spalovací komory a její objem	47
5.4.1.	Objem aktivního ohniště	47
5.4.2.	Plocha hořáků	47
5.4.3.	Projekční plocha stěn	47
5.4.4.	Projekční plocha výstupního okna	47
5.4.5.	Sálavá tloušťka	48
5.5.	Sestavení tepelného modelu	48
5.6.	Model kotle K2	49
5.7.	Návrh úpravy teplosměnné plochy	51
5.8.	Recirkulace spalin v množství do 20% celkové ho množství spalin	53
5.9.	Recirkulace spalin při aktivním mlýnském okruhu	54
5.9.1.	Při parním výkonu 100 t/h	54
5.9.2.	Při parním výkonu 90 t/h	56
5.10.	Recirkulace spalin bez mletí mlýnského okruhu	57
5.10.1.	Při parním výkonu 100 t/h	57
5.10.2.	Při parním výkonu 90 t/h	59
5.11.	Zhodnocení výsledků	60
6	Technicko-ekonomické zhodnocení	62
7	Závěr	63
8	Seznam použité literatury	65
9	Seznam příloh	66

Seznam použitých značek a symbolů

M_p	Parní výkon	[Kg/s]
t_p	Teplota páry	[°C]
p_p	Tlak páry	[MPa]
t_{nv}	Teplota napájecí vody	[°C]
Q_i^r	Výhřevnost paliva	[Mj/kg]
V_{O_2min}	Minimální objem spalovacího kyslíku	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{VZSmin}	Minimální objem suchého spalovacího vzduchu	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{VZVmin}	Minimální objem vlhkého spalovacího vzduchu	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{VZS}	Objem vzduchu skutečného suchého	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{VZV}	Objem vzduchu skutečného vlhkého	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{CO_2}	Objem oxidu uhličitého	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{SO_2}	Objem oxidu siřičitého	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{N_2}	Objem dusíku	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{O_2}	Objem kyslíku	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{Ar}	Objem argonu	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{SS}	Objem suchých spalin	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{H_2O}	Objem vodní páry	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{SV}	Objem vlhkých spalin	[m _N ³ · kg ⁻¹]
V_{SV}^{tSP}	Objem vlhkých spalin při teplotě spalin	[m _N ³ · kg ⁻¹]
ω_{CO_2}	Procentní objem oxidu uhličitého	[%]
ω_{SO_2}	Procentní objem oxidu siřičitého	[%]
ω_{N_2}	Procentní objem dusíku	[%]
ω_{O_2}	Procentní objem kyslíku	[%]
ω_{Ar}	Procentní objem argonu	[%]
ω_{H_2O}	Procentní objem vodní páry	[%]

C_{pCO_2}	Měrná tepelná kapacity oxidu uhličitého	$[k] \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
C_{pSO_2}	Měrná tepelná kapacita oxidu siřičitého	$[k] \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
C_{pO_2}	Měrná tepelná kapacita kyslíku	$[k] \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
C_{pN_2}	Měrná tepelná kapacity dusíku	$[k] \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
C_{pH_2O}	Měrná tepelná kapacita vodní páry	$[k] \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
C_{psp}	Měrná tepelná kapacita spalin	$[k] \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
I_{Smin}^t	Entalpie stechiometrických spalin	$[k] \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
I_{Vmin}^t	Entalpie minimálního množství vzduchu	$[k] \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$I_S^{t,a}$	Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva	$[k] \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Q_p^p	Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva	$[k] \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
i_p	Fyzické teplo paliva	$[k] \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Q_{VZ}	Teplo ohřátého vzduchu	$[k] \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Q_{ci}	výhřevnost hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků	$[k] \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Z_{CO}	Ztráta hořlavinou ve spalinách	[1]
Z_c	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	[1]
Z_{cs}	Ztráta ve strusce	[1]
Z_{pop}	Ztráta v popílků	[1]
Z_{cu}	Ztráta v úletu	[1]
C_i	procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků	[1]
X_i	procento popela zachycené v uvažovaném druhu tuhých zbytků	[1]
Z_f	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	[1]
Z_{fs}	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v strusce	[1]
Z_{fpop}	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v popílků	[1]
$Z_{fú}$	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v úletu	[1]
Z_{Fstr}	Ztráta sdílením tepla do okolí	[1]
Z_k	Ztráta citelným teplem spalin	[1]
η_k	Tepelná účinnost kotle	[1]
V_{sp}	Množství spalin za kotlem	$[kg \cdot h^{-1}]$
Q_v	Výrobní teplo páry	$[k]/[kg]$

i_{pp}	Entalpie přehřáté páry	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
i_{NV}	Entalpie napájecí vody	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
M_{pv}	Množství spáleného paliva	$[\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$
M_{pv}	Množství paliva výpočtově	$[\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$
V_{oh}	Objem aktivního ohniště	$[\text{m}^3]$
S_h	Plocha hořáků	$[\text{m}^2]$
S_{st}	Projekční plocha stěn	$[\text{m}^2]$
S_{oh}	Projekční plocha výstupního okna	$[\text{m}^2]$
S_{tl}	Sálavá tloušťka	$[\text{m}]$
t_{pp}	Teplota přehřáté páry	$[\text{°C}]$
t_{spl}	Teplota spalin za kotlem	$[\text{°C}]$
t_o	Teplota okolí	$[\text{°C}]$
γ	Součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti	[1]

1 Úvod

Současný styl života klade čím dál tím vyšší nároky spotřeby energie, která má za následek ubývání neobnovitelných zdrojů energie, proto je snaha o co nejvyšší hospodárnost a šetrnost k životnímu prostředí. Diplomová práce je zaměřena na vypracování technického návrhu úpravy kotle K2 v Teplárně Přerov pro zvýšení parametrů přehřáté páry na požadovanou teplotu 540°C. Tato úprava z hlediska teplárenství má pozitivní vliv na termickou účinnost parního cyklu.

Historie teplárny

Výstavba teplárny Přerov byla zahájena v listopadu 1960 a svůj provoz zahájila 15. prosince 1964. V tu dobu disponovala jedním parním kotlem 125 t/h a turbogenerátorem o výkonu 25 MW s potlačenou kondenzací, 3 000 ot/min. Instalace druhého kotle totožných parametrů byla provedena v září 1967. Překročená kapacita teplárny se datuje již v topné sezóně 1968/1969. Vypracovaná studie počítala s instalací dalších dvou vysokotlakých kotlů 125 t/h a protitlakou turbínou 12 MW. Nakonec z důvodů nedostatku financí byla provedena instalace nízkotlakého kotle K3, který byl uveden do provozu 3. září 1978 a v roce 1991 pak kotel K4. Roku 1989 byl posílen výkon hlavně v zimních období dvěma špičkovými mazutovými kotli o výkonech 25 t/h. Toto opatření mělo za následek ukončení roštových kotlů. V roce 1993 byla zahájena postupná modernizace výrobního zařízení a to hlavně generální opravy kotlů K1 a K2.

2 Popis kotle K2

2.1. Základní parametry kotle

Hospodárný hmotnostní průtok páry	$M_p = 100[t/h] , 27,78[Kg/s]$
Provozní teplota přehřáté páry	$t_p = 500 [^{\circ}C]$
Provozní tlak páry	$p_p = 8,6 [MPa]$
Provozní teplota napájecí vody	$t_{nv} = 175 [^{\circ}C]$
Výhřevnost paliva	$Q_i^r = 17,1 [MJ/kg]$

Tab. 2-1 Základní parametry kotle

2.2. Charakteristika kotle

Jedná se o kotel granulační, kdy spalovací komora je obráceného charakteru. Hovoříme o kotli sálavém, jednobubnovém s přirozenou cirkulací, s dvousekcovým ohřívákem vzduchu, dvousekcovým ohřívákem vody, hydraulickým odstruskováním a elektrickým odlučovačem popílku ze spalin. Spalovací komoru tvoří varné trubky s praporky, které jsou uspořádány do obdélníkového tvaru a tvoří celokovovou stěnu spalovací komory kotle, tím je zajištěno chlazení stěn. Strop spalovací komory tvoří varné trubky, které jsou otrněné a omazané žáruvzdorným omazem. Zavodňování výparníku je zajišťuje osm spádových trubek vedených mimo spalovací komoru.

Ohřívák vody (EKO) je dvoustupňový, tvořen soustavou ocelových, bezešvých trubek. Napájecí voda je vedena z napájecí hlavy kotle do vstupních komor EKA, kde prochází soustavou hadů do výstupních komor EKA. Z výstupních komor je pak voda vedena trubkami boční stěnou třetího tahu do napájecího žlabu v kotlovém tělese.

Kotlové těleso je vybaveno cyklonovou vestavbou pro odloučení vody z parovodní směsi vytvořené ve výparníku kotle. Těleso je dále spojuje systém zavodňovacích trubek. Směs vody a páry z výparníku se převádí systémem předávacích trubek přes cyklonovou vestavbu zpět do kotlového tělesa.

Sytá pára je z kotlového tělesa odváděna převáděcími trubkami do přehříváku. V horní části spalovací komory jsou umístěny práškové a brýdové hořáky, které zajišťují přísun paliva a vzduchu pro spalování. Olejové hořáky slouží k zapalování a stabilizaci spalovacího procesu.

Spodní část spalovací komory slouží k dohořívání uhlého prášku a je ukončena vynašečem strusky. Struska do vynašeče padá před mezistěnou, která je také tvořena varnými trubkami s dvojitým opraporkováním.

Granulové zbytky popelovin jsou odváděny z výsypky kotle pomocí hrablového dopravníku přes vanu, která slouží i jako vodní uzávěr bránící vnikání falešného vzduchu do spalovací komory kotle. Škvára je vyhrnována do drtiče, kde dojde k jejímu nadrcení a splavení systémem kanálů do bagrovací jímky.

Spalovací komora je rozdělena mezistěnou na první a druhý tah.

Přirozená cirkulace se udržuje díky vztlaku, který vzniká rozdílem měrné hmotnosti vody ve spádových trubkách a měrné hmotnosti parovodní směsi ve varných trubkách. Kdy sloupec vody je těžší než sloupec parovodní směsi ve varnicích, vytlačuje tedy směs působením gravitace z výparníku do bubnu.

Spaliny ve druhém tahu stoupají vzhůru, zde jsou umístěny svazky trubek sálavě konvekčního přehříváku č. 4 a výstupního přehříváku č. 5. Regulace teploty přehřáté páry je provedena vstřikováním napájecí vody. První vstřík je umístěn v propojovacím potrubí mezi třetím a čtvrtým stupněm přehříváku. Druhý vstřík se nachází na obou stranách kotle v propojovacím potrubí mezi čtvrtým a pátým přehřívákem.

Tlakový systém jistí dva impulsivní pojistné ventily, které jsou umístěny na pravém a levém výstupním potrubí. Na výstupu páry z kotle je instalovaný hlavní parní uzávěr s obtokem. Dále je pára vedena do parního uzlu, kde dojde k propojení s kotlem K1. Před hlavním parním uzávěrem se provádí najížděcí potrubí do atmosféry s tlumičem vzduchu.

2.3. DENOX K2

Pro snížení emisí NO_x a CO ve spalínách je instalován systém DENOX. Jedná se o primární opatření, které spočívá v regulovaném přívodu sekundárního vzduchu do pásma spalování v ohništi v přibližném podstechiometrickém a následněstechiometrickém množství. Tím se zajistí, že přebytek vzduchu α bude přibližně roven 1. Podstechiometrickým spalováním se dosáhne nižší teploty plamene a nižšího přísunu atmosférického dusíku do oblasti nejvyšších teplot částic paliva.

Dalším důležitým faktorem je dostatečně dlouhá doba setrvání částic uhlého prášku v oblasti práškových hořáků, tím dojde k transformaci NO_x na N_2 . Spolehlivé spálení oxidu uhelnatého CO, vzniklého v hlavní zóně hoření a vyhoření spalitelných částí

úletového popílku, dochází pomocí dohořívajícího vzduchu. Přívod vzduchu je v takové vzdálenosti, aby byla v celém regulačním rozsahu kotle od 70 - 100% zajištěna dostatečně vysoká teplota pro spálení CO a zároveň dostatečně dlouhá doba pro vyhoření uhlíku a udržení obsahu spalitelných látek v popílku na přijatelně nízké úrovni.

2.4. Regulace primárního a dohořívacího vzduchu

2.4.1. Primární

Množství primárního vzduchu není nijak regulováno, pouze při snižování výkonu kotle je doporučeno z celkového počtu osmi primárních potrubí uzavírat nanejvýše dvě. Tím lze vysvětlit nárůst emisí NO_x při nižších výkonech kotle. Tímto opatřením nedojde k narušení stability hoření a úroveň NO_x nevzrůstá radikálně. Jedinou podmínku pro uzavření primárního potrubí je nezavírat ty, které jsou zaústěny do provozovaných práškových hořáků.

2.4.2. Sekundární

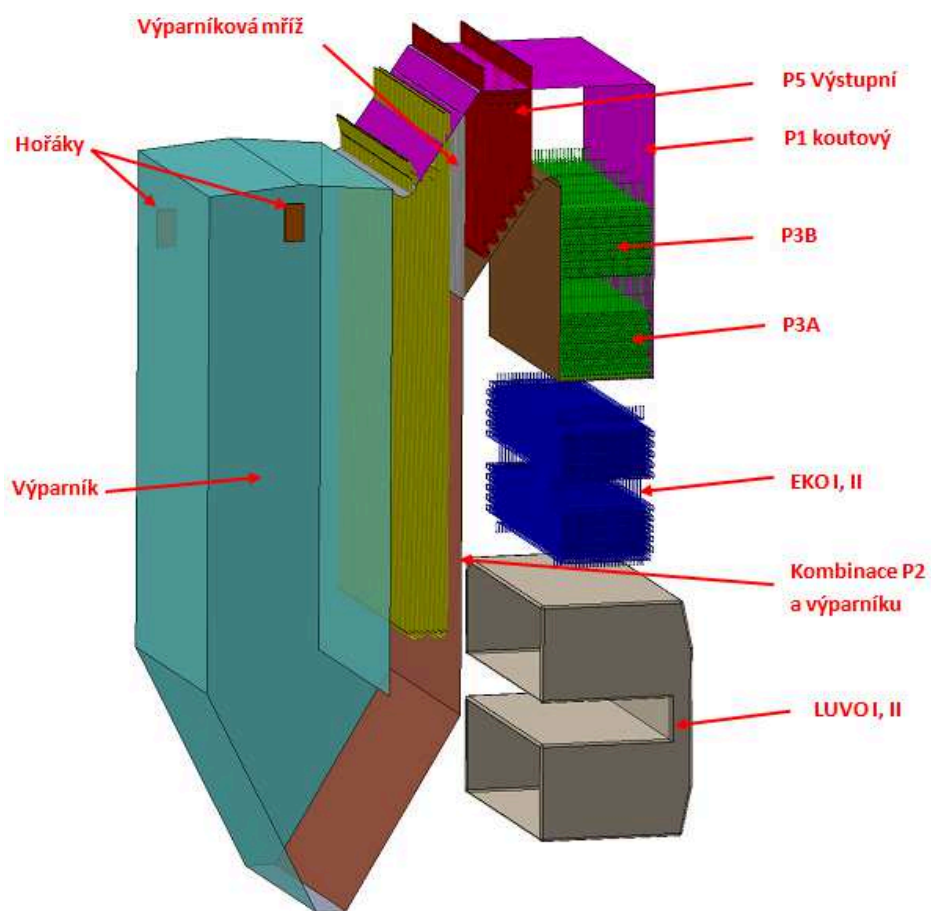
Sekundární potrubí se skládá ze dvou nezávislých přívodních kanálů z ohříváku vzduchu do spalovací komory, které jsou osazeny měřením průtoku vzduchu a regulačními klapkami, které jsou ovládány servopohony.

2.4.3. Dohořívací

Dohořívací vzduch je přiváděn ke kotli dvěma potrubími, ty jsou opatřeny rychlostními víceotvorovými sondami a regulačními klapkami s pákovými servopohony. Dohořívací vzduch je vháněn do spalovací komory šesti dyšami.

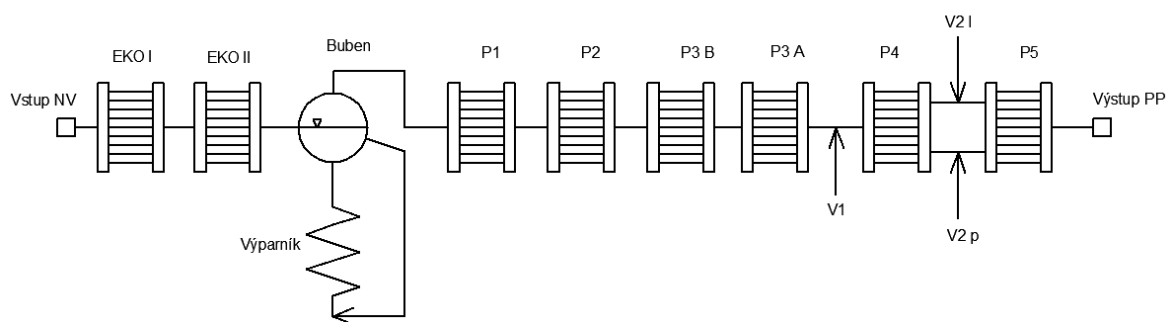
2.5. Popis tlakového celku kotle

Kotel disponuje pětistupňovým přehřívákem, kdy se kombinuje typ konvekční a sálavý. Jednotlivé plochy jsou znázorněny na obr. 2-1a jejich zapojení na obr. 2-2.



Obr. 2-1 Schéma teplosměnných ploch kotle

Schéma zapojení teplosměnných ploch



Obr. 2-2 Schéma zapojení teplosměnných ploch kotle

2.5.1. Ekonomizér

Ekonomizér kotle je dvoustupňový, tvořený vodorovnými hady. Hady jsou ocelové, bezešvé trubky. Napájecí voda je vedena z napájecí hlavy do vstupních komor EKA, přes soustavu hadů do výstupních komor EKA. Z výstupních komor je pak voda vedena 2x6 trubkami bočními stěnami 3. tahu do napájecího žlabu v kotlovém tělese.

	EKO 1	EKO2
Trubky Ø[mm]	32x4	32x4
Výhřevná plocha [m ²]	550,53	550,53
Počet trubek	66	66
Dominantní obtékání	Příčné	Příčné
Příčná x podélná rozteč	0,076x0,138	0,076x0,138
Zapojení	Protiproud	Protiproud

Tab. 2 - 1 Parametry EKA

2.5.2. Výparník

Spalovací komora je tvořena varnými trubkami s praporky, vzniká tedy celokovová stěna. Varné trubky spalovací komory jsou přivařeny k příslušným komorám Ø 219 mm, síla stěny 20 mm, a kotelnímu tělesu Ø 1 600 mm, síla stěny 70 mm, délka 12 000 mm, Spodní komory jsou zavodňovány osmi spádovými trubkami Ø 219 mm, síla stěny 20 mm, a jsou vedeny mimo spalovací komoru před přední stěnou kotle. Projekční plochu výparníku jsem stanovil na 824,936 m².

2.5.3. Buben

Ø 1 600 mm, síla stěny 70 mm, délka 12 000 mm, materiál 13 123.9. V bubnu jsou vestavby pro oddělení vody od páry a následně žaluziová vestavba pro odloučení drobných kapek vody.

2.5.4. Přehříváky

Přehřívák páry je čtyřstupňový a kombinuje konvekčních a sálavého přehříváče.

P1, P2

Přehřívák se dělí na dvě části, první část je koutový P1 a druhou část tvoří sálavý P2. Sytá pára z bubnu je vedena do vstupní komory prvního přehříváku P1. Trubky jsou

vedeny podél stropu přechodu ze druhého a třetího tahu a pokračují podél zadní stěny třetího tahu, kde končí ve vstupní komoře P2. Dále pokračuje jako druhá část sálavého přehříváku P2, která vede přes ohyb mezi druhým a třetím tahem a pokračuje do spodní části kotle, kde se dostává do oblasti granulačního roštu a následně je vedena zpět přes ohyb mezi 2. a 3. tahem vedeným do vstupní komory P3a.

	P1	P2	P2z
Trubky Ø x tloušťka [mm]	Ø 32x3,5	Ø 70x6,3	Ø 70x6,3
Výhřevná plocha [m ²]	113,8727	196,704	196,704
Počet trubek	72	18	18
Dominantní obtékání	Podélné	Podélné	Podélné
Podélná rozteč [mm]	100	200	200
Zapojení	Protiproud	Protiproud	Souproud

Tab. 2-2 Parametry P1, P2, P2z

P3

Svazkový přehřívák P3 je proveden jako konvekční, dvoustupňový. Ze vstupní komory je pára vedena do prvního stupně přehříváku P3A, dále do druhého stupně přehříváku P3B. Hadi se nachází v zadním tahu kotle a jsou horizontálně uspořádání do výstupní komory druhého přehříváku. Z této komory je pára vedena k hlavnímu vstřiku. Následně je přes přechodovou komoru dělená na dvě větve a pokračuje do vstupní komory P4.

	P3A	P3B
Trubky Ø[mm]	Ø31,8x3,2	Ø31,8x3,6
Výhřevná plocha [m ²]	577,99	618,28
Počet trubek	98	98
Dominantní obtékání	Podélné	Podélné
Příčná x podélná rozteč	100x110	100x110
Zapojení	Protiproud	Protiproud

Tab. 2-3 Parametry P3A,P3B

P4

Svazkový přehřívák P4 je proveden jako sálavý, konvekční, visutý a tvoří jej 72 paralelních hadů a je ukončen ve výstupní komoře P4. Odtud je pára vedena dvěma převáděcími potrubími na každé straně kotle k pomocným TBG vstříkům V2L a V2P a dále do vstupní komory P5.

	P4
Trubky Ø[mm]	Ø38x4
Výhřevná plocha [m ²]	876,86
Počet trubek	72
Dominantní obtékání	Podélné
Příčná x podélná rozteč	300x100
Zapojení	Protiproud

Tab. 2-4 Parametry P4

P5

Výstupní přehřívák visutý přehřívák se nachází v přechodové části mezi druhým a třetím tahem kotle, tvoří jej 72 hadů. Z přehříváku je pára vedena do výstupní komory P5 a dále je přechází k hlavnímu parnímu šoupěti kotle.

	P5
Trubky Ø[mm]	Ø38x5
Výhřevná plocha [m ²]	382,1285
Počet trubek	72
Dominantní obtékání	Příčné
Příčná x podélná rozteč	200x120
Zapojení	Souproud

Tab. 2-5 Parametry P5

2.6. Vzduchový okruh

Tlak vzduchu i množství vzduchu do kotle je řízeno automaticky pomocí výpočtové tabulky spalovacího vzduchu v závislosti na výkonu kotle a požadovaného množství O₂ ve spalínách. Regulace je provedena zvlášť pro nájezd kotle a trvalý provoz. Také záleží na počtu provozovaných mlýnských okruhů.

Regulace byla navržena na výkon kotle od 70 do 100 % výkonu kotle. Mimo tento rozsah nemůže být zaručeno splnění emisních limitů a operátor musí poměr palivo-vzduch regulovat ručně v závislosti na měřené koncentraci O₂ a CO.

2.6.1. Sekundární

Spalovací vzduch je nasáván přes nasávací šachtu kotelní nebo z venku přes tlumič hluku sacím axiálním ventilátorem. Z výstupního potrubí sekundárního ventilátoru je provedena odbočka pro chlazení nosníků přechodového kanálu mezi 2. a 3. tahem. Ohřátý vzduch z nosníků se vrací zpátky do nasávací šachty ventilátoru.

Sekundární vzduch tlačен přes dvoustupňový ohřívák vzduchu potrubím po obou stranách kotle k hořákovým skříním práškových hořáků, k primárním hořákům, k olejovým hořákům (OH) a do potrubí dohořivacích vzduchů (DENOx).

Funkce ventilátoru

Ventilátor dodává spalovací a dopravní vzduch do kotle pro práškové a olejové hořáky

Popis ventilátoru

Jedná se o axiální ventilátor rovnotlaký horizontální. Skříň je spojena společně se sací komorou a difuzorem. Ventilátor je přes spojku spojen s elektromotorem.

Regulace výkonu ventilátorů se provádí natáčením lopatek regulačního ústrojí. Změnou úhlu nastavení lopatek se mění vstupní úhel vzduchu do oběžného kola a tím se mění výkon ventilátorů. Při nastavení lopatek na plusovou hodnotu se výkon zvětšuje, na zápornou hodnotu se zmenšuje.

2.6.2. Primární ventilátor

Na potrubí sacího ventilátoru (SV) k hořákovým skříním (blíže čela kotle) je napojeno sací potrubí primárních ventilátorů (PV). Primární ventilátory tlačí vzduch do rozdělovací komory primárního vzduchu, odkud je veden do jednotlivých směřovacích kusů a spolu s práškem do práškových hořáků. Jedná se o dva radiální ventilátory jednostranně sací.

Funkce primárních ventilátorů

Ventilátory dodávají vzduch do rozdělovací komory primárního vzduchu. Tento vzduch slouží jako nosné médium prášku do práškových hořáků.

Popis ventilátoru

Spirální skříň je svařovaná, opatřená přírubou pro připojení sacího potrubí. Oběžné kolo je upevněno na hřídeli, který je uložen v ložiskách v dělených ložiskových skříních. Ventilátor je spojen spojkou s elektromotorem.

Regulace výkonu ventilátorů - provádí se natáčením lopatek regulačního ústrojí. Změnou úhlu nastavení lopatek se mění vstupní úhel vzduchu do oběžného kola a tím se mění výkon ventilátoru. Při nastavení lopatek na plusovou hodnotu se výkon zvětšuje, na zápornou hodnotu se zmenšuje.

2.7. Ohřívák vzduchu LUVO

Ohřívák vzduchu je rozdělen do dvou částí. Tělesa ohříváku jsou trubkového provedení a jsou poslední teplosměnnou plochou kotle. Uvnitř trubek proudí spaliny a ohříváný vzduch kolem nich.

	LUVO 1	LUVO 2
Trubky Ø[mm]	Ø 42x2	Ø 42x2
Výhřevná plocha [m ²]	4839,9835	4839,9835
Počet trubek	11 535	11 535
Dominantní obtékání	Příčné	Příčné
Příčná x podélná rozteč	33x41	33x41
Zapojení	Protiproud	Protiproud
Médium v trubkách	Spaliny	Spaliny

Tab. 2 - 6 Tabulka s výslednými hodnotami

2.8. Mlecí okruh

Mletí paliva se provádí v trubnatém mlýně.

Surové uhlí pro mlýnský okruh se odebírá ze zásobníku surového uhlí talířovými podavači a následně je dopravováno do mlýnů. Množství paliva vstupujícího do mlýna je regulováno pomocí otáček talířového podavače. V mlýně následně probíhá mletí paliva, která závisí na principu rotace bubnu, při němž se uvedou do pohybu mlecí koule. Rotaci vznikají střety koule o sebe i vnitřní pancéřování bubnu a tím postupně drtí surové uhlí na uhelný prášek a krupici.

Vysoušení paliva se provádí sušícím médiem. V tomto případě se jedná o směs spalin a vzduchu, které jsou odebrány z třetího tahu kotle.

Následně je uhelný prášek pomocí sušícího média vynášen do třídiče, kde jsou hrubší frakce pomocí setrvačných sil odloučeny zpět do mlýna na další mletí. Jemný uhelný

prášek pokračuje dále do odlučovacích cyklónů. V cyklonech dochází k odloučení uhelného prachu od nosné vzdušiny brýd. Brýdy následně odsávají mlýnské ventilátory a z výtlaku mlýnského ventilátoru jsou zavedeny do brýdových hořáků na pravé a levé straně kotle. Odloučený prášek padá z mechanického odlučovače a zbylý uhelný prášek je veden vede přes turnikety do zásobníků uhelného prášku.

2.9. Regulace teploty přehřáté páry

V současném stavu je regulace prováděna množstvím paliva a pomocí dvou vstřiku napájecí vody. První vstřik V1 je umístěn mezi třetím P3 a čtvrtým P4 přehřívákem, druhý vstřik V1 pravý, V1 levý je umístěn mezi čtvrtým pP4 a pátým P5 přehřívákem. Z provozního měření, které jsem měl k dispozici, bylo patrné, že tyto vstřiky sráží teplotu jen nepatrně z důvodu uzavření.

3 Přehled možných metod pro zvýšení teploty přehřáté páry u kotlů.

3.1. Problematika teploty přehřáté páry

Tato kapitola byla zpracována za pomoci literatury [1] a [3].

Teplota páry, která vystupuje z kotle, musí splňovat určité parametry stanovené s požadovanou tolerancí optimální hodnoty, která je stanovena podle způsobu využití páry ve spotřebiči. Při nedodržení stanovené přehřáté teploty dochází ke snížení životnosti přehříváků. Maximální hodnota je hodnotou limitující technicky omezené kotle. Například když dodává kotel páru pro parní turbínu elektrárenského bloku, tak se při vyšší teplotě páry zvyšuje tepelná účinnost parního oběhu. Následkem zvýšené teploty dochází ke snižování životnosti ocelí použitých pro výrobu přehříváku kotle, parního potrubí a turbíny. Toto snížení životnosti má za následek zvyšování provozních nákladů na údržbu a výměnu těchto částí. Je nutné si také uvědomit, že při opravě či výměně těchto částí dochází k odstavení kotle. Nejčastěji se stanovuje teplota páry podle normy ČSN 070010. Základní parametry a výkonnosti parních kotlů jsou vždy součástí objednávky kotle, včetně požadovaných tolerancí. U současných elektrických bloků se teplota páry musí regulovat s přesností lepší než 1 %. Jedná se především o konstantní parametry páry jako je teplota a tlak.

Parní turbína je konstruována na jmenovitou teplotu, jež by se měla dodržovat rámci vymezené tolerance. V případě snížení teploty dochází ke kondenzaci dřív než v projektovaných místech a poslední lopatky jsou mnohem více namáhány kavitačním

zatížením. Dochází k výraznému snížení životnosti. V případě zvýšené teploty vstupní páry na turbínu je nebezpečí přetížení namáhání axiálních ložisek. Další teplotní omezení spočívá v maximální dovolené teplotě pro materiál lopatek. Poslední důvod proč hlídat teplotu je materiálová roztažnost, jež mi mohla také vést ke kontaktu mezi rotorem a statorem, což by mělo devastací účinek na turbosoustrojí

3.2. metody pro zvýšení teploty přehřáté páry u kotlů.

Pro dosažení parametrů přehřáté páry u parního kotle v teplárně Přerov K2 na požadovanou teplotu 540 °C mohou použít různé způsoby a to úpravy konstrukčního charakteru (zvětšení teplosměnné plochy přehříváků, změna směrování a umístění hořáků, izolace teplosměnných ploch výparníků) nebo pomocí změny ve spalovacím procesu (recirkulace spalin, zvýšení spalovací teploty, změna paliva).

3.2.1. Omezení teplosměnné plochy výparníku.

V současném stavu je u kotle provedena torkretová izolace (žárový omaz) na stropu spalovací komory, přední stěně a mezistěně v šířce cca 6,5m a výšce od stropu 4m . Tato úprava zmenšuje přestup tepla mezi výparníkovou částí a spaliny v oblasti stropní části spalovací komory. Spaliny nejsou tolik ochlazený o výparníkovou část a tím dojde ke zvýšení teploty spalin. Torkretáž je provedena na praporech z důvodu jejich snadnějšího případného odstranění. Na tuto izolaci se postupem času nanáší další vrstvy plastického popílku. Provádění další izolace na kotli považují za nevhodnou úpravu, protože při dalším navýšení teploty spalin by mohlo dojít k extrémnímu narůstání vrstvy popela nalepené na stěně a následnému strhnutí celé izolace do spodní části kotle. Potom by s největší pravděpodobností došlo k poškození převážně spodní části, kde se nachází výsypka. Mezi výhody patří snadná instalace a mezi nevýhody především že izolujeme teplosměnnou plochu, která byla při konstruování kotle určena jako část vypařovací.

3.2.2. Změna směrování a umístění hořáků

Změnou geometrie hořáků, jako je jejich naklonění, dojde k ovlivnění těžiště plamene. Tím dojde ke změně průběhu teplot ve spalovací komoře. Nevýhodou této regulace je nákladné provedení konstrukce naklápěcích hořáků. Umístění hořáků směrem dolů

dochází k nárůstu předaného tepla do přehříváku, naopak při nasměrování hořáků směrem nahoru dochází k nárůstu předaného tepla do výparníkové části.

Naklápění hořáků se v ČR u kotlů v současné době nepoužívá.

3.2.3. Zvýšení spalovací teploty

Tato metoda nemá přímý vliv na teplotu přehřáté páry. Navýším teplotu ve spalovací komoře, dojde ve výparníku k vytvoření většího množství parovodní směsi. Toto zvýšené množství není schopna soustava přehříváků přehřát na dostatečnou teplotu. S ohledem na struskování nelze tuto metodu doporučit.

3.2.4. Změna paliva

Palivo s menším obsahem vody. Velmi omezené a ekonomicky nevýhodné. Je potřeba držet palivo mimo vnější vlivy, které by vedly ke zvětšování podílu vody, bylo by důležité ho převážet a skladovat v uzavřených prostorách.

3.2.5. Recirkulace spalin v množství do 20 % celkové ho množství spalin

Z konvekčního tahu kotle obvykle v oblasti za ohřívákem vody, případně za elektrofiltrem, dojde k odebrání části spalin o dané teplotě a pomocí recirkulačního ventilátoru budou navráceny zpět do kotle. Spaliny jsou nejčastěji vraceny do výsypkové části před přehřívák páry, nebo do oblasti hořáků. Množství recirkulovaných spalin by bylo regulováno změnou otáček recirkulačního ventilátoru. Tato úprava by vyžadovala rekonstrukci kotle, při níž by bylo nainstalováno potřebné zařízení a potrubí.

Pro správnou recirkulaci platí dodržování určitých podmínek.

Pro správně promíšení recirkulovaných spalin se spalinami ve spalovací komoře musí být přívod recirkulovaných spalin ve vhodném místě po obvodu spalovací komory, přičemž výstupní rychlost musí být dostatečně vysoká, aby měly recirkulované spaliny dostatečnou průraznost.

Z důvodu kdy dojde k odstavení recirkulace, je nutno zajistit těsnost potrubí pomocí uzavírací klapky a zamezit tak opačnému proudění ze spalovací komory do zadního tahu kotle. Z důvodu výrazně nižšího tlaku než ve spalovací komoře.

Při odstavení recirkulace musí být zabráněno poklesu teploty recirkulovaných spalin pod rosný bod z důvodu nízkoteplotní koroze.

V poslední řadě je potřebné brát ohled na to, že toto řešení vyžaduje zajištění provozní schopnosti systému recirkulace (recirkulační ventilátor a potrubí). Z důvodu abraze je nutno zajistit, aby nasávané spaliny měly obsah popílku na přijatelné úrovni. Při recirkulaci dojde jak k regulaci teploty páry, tak k snížení nerovnoměrnosti rozložení teplot ve spalovací komoře.

3.2.6. Využití stávající recirkulace

Kotel je i v současné době provozován s recirkulací spalín přes mlýnský okruh. Recirkulace funguje pochopitelně pouze za provozu mlýna, při odstaveném mlýnském okruhu je kotel provozován bez recirkulace. Tato úprava je provozně odzkoušena a provozovatel ji využívá. Podle stávajících provozních předpisů se však po namletí paliva a dosažení maximálních hladin v zásobnících uhlého prášku mlýnský okruh odstavuje. Součástí návrhu řešení diplomové práce je i změna provozního předpisu pro kotle K1 a K2.

3.2.7. Zvětšení teplosměnné plochy přehříváku P4

Konstrukčně přijatelné řešení, kdy by došlo k využití volného prostoru ve výsypkové části. Je možnost prodloužení visutého přehříváku P4. Toto řešení má jednoduchou konstrukci, která spočívá v uříznutí konců stávajících trubek a navaření nových delších, které budou mít za následek zvětšení teplosměnné plochy.

4 Stechiometrické výpočty

4.1. Složení paliva

Pro teplárnu Přerov je palivem proplástek, palivo odebírá od čtyř dodavatelů a to:

- Důl Karviná 43 %
- Důl Karviná ČSA 30 %
- Důl Darkov 24 %
- Důl ČSM 3 %

Složení paliva (průměr 4 paliv)

Jedná se o Ostravský proplástek, prvkový rozbor je uveden v následující tab. 4-1
Hodnoty paliva v surovém stavu.

Název: Proplástek	
C _r	48,07
H _r	2,80
N _r	0,71
O _r	3,01
S _r	0,29
A _r	33,69
W _r	11,43

Tab. 4-1 Tabulka složení paliva

4.2. Stechiometrické výpočty

Tato kapitola byla vypracovaná na základě literatury [1].

4.2.1. Minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

$$V_{O_2\min} = 22,3 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^s}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.1]$$

$$V_{O_2\min} = 22,34 \cdot \left(\frac{0,4806}{12,01} + \frac{0,028}{4,032} + \frac{0,0029}{32,06} - \frac{0,0301}{32} \right)$$

$$V_{O_2\min} = 1,0324 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

C^r, H^r, S^s, O^r - jsou prvkové obsahy v palivu

4.2.2. Minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

$$V_{VZSmin} = \frac{V_{O_2min}}{0,21} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.2]$$

$$V_{VZSmin} = \frac{1,0324}{0,21}$$

$$V_{VZSmin} = 4,9163 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

V_{O_2min} - je minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

0,21 – objemové zastoupení kyslíku v atmosféře

4.2.3. Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

$$V_{VZVmin} = \gamma \cdot V_{VZSmin} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.3]$$

$$V_{VZVmin} = 1,016 \cdot 4,9163$$

$$V_{VZVmin} = 4,995 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

γ - součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti

V_{VZSmin} - Minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

Součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1 m³N suchého vzduchu

$$\gamma = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_b - \varphi \cdot p''} [-] \quad [4.4]$$

Kde:

φ - relativní vlhkost vzduchu

p_b – barometrický tlak

p'' - parciální tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu

Parciální tlak vodní páry při dané teplotě vzduchu zvolím z tab. 4-1 Teplota vzduchu je 20°C.

Závislost parciálního tlaku vodní páry na teplotě vzduchu						
t_{nv} [°C]	0	10	20	30	40	50
p'' [MPa]	0,000618	0,0012277	0,0023368	0,0042416	0,0073742	0,00123316

Tab. 4-1 Tabulka s výslednými hodnotami

Parciální tlak vodní páry pro danou teplotu vzduchu je $p'' = 0,0023368$ Mpa.

Pro běžné klimatické podmínky tj. teplota vzduchu 20°C odpovídá součinitel relativní vlhkosti $\phi=70$ %. Barometrický tlak $p_b = 0,101\,325$ MPa.

$$\gamma = 1 + 0,7 \cdot \frac{0,0023368}{0,101325 - 0,7 \cdot 0,0023368}$$

$$\gamma = 1,0164 \text{ [-]}$$

4.2.4. Objem vzduchu skutečného suchého

$$V_{VZS} = \alpha \cdot V_{VZSmin} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.5]$$

$$V_{VZS} = 1,25 \cdot 4,9163$$

$$V_{VZS} = 6,1454 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

α – přebytek vzduchu

V_{VZSmin} - Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

4.2.5. Objem vzduchu skutečného vlhkého

$$V_{VZV} = \gamma \cdot V_{VZS} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.6]$$

$$V_{VZV} = 1,016 \cdot 6,1454$$

$$V_{VZV} = 6,2437 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

γ - součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti

V_{VZS} - objem vzduchu skutečného vlhkého

4.2.6. Objem oxidu uhličitého

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot V_{\text{VZSmin}} [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad [4.7]$$

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,4806 + 0,0003 \cdot 4,9163$$

$$V_{\text{CO}_2} = 0,8922 [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Kde:

C^r - prvkový obsah uhlíku v palivu

V_{VZSmin} - Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

4.2.7. Objem oxidu siřičitého

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad [4.8]$$

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{22,4}{32,06} \cdot 0,0029$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,0020 [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Kde:

S^r - prvkový obsah síry v palivu

4.2.8. Objem dusíku

$$V_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,79 \cdot V_{\text{VZSmin}} [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad [4.9]$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0071 + 0,79 \cdot 4,9163$$

$$V_{\text{N}_2} = 3,8896 [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Kde:

N^r - prvkový obsah dusíku v palivu

V_{VZSmin} - Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

4.2.9. Objem kyslíku

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZSmin} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.10]$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,25 - 1) \cdot 4,9163$$

$$V_{O_2} = 0,2581 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

α – přebytek vzduchu

V_{VZSmin} - Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

4.2.10. Objem argonu

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot V_{VZSmin} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.11]$$

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot 4,9163$$

$$V_{Ar} = 0,0452 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

V_{VZSmin} - Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

4.2.11. Objem suchých spalin

$$V_{SS} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} + V_{O_2} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.12]$$

$$V_{SS} = 0,8922 + 0,0020 + 3,8896 + 0,0452 + 0,2581$$

$$V_{SS} = 5,0871 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

V_{CO_2} , V_{SO_2} , V_{N_2} , V_{Ar} , V_{O_2} jsou objemy daných složek spalin

4.2.12. Objem vodní páry, ze spalování vodíku, odpařenou vlhkostí paliva a vlhkostí vzduchu

$$V_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + (\gamma - 1) \cdot V_{ZSmin} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.13]$$

$$V_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,028 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,1143 + (1,016 - 1) \cdot 4,9163$$

$$V_{H_2O} = 0,5319 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

H^r - prvkový obsah vodíku v palivu

W^r - prvkový obsah vody v palivu

γ - součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti

V_{VZSmin} - Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

4.2.13. Objem vlhkých spalin z 1kg paliva tedy bude

$$V_{SV} = V_{SS} + V_{H_2O}^s [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.14]$$

$$V_{SV} = 5,0871 + 0,5319$$

$$V_{SV} = 5,6190 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

V_{SS} - Objem suchých spalin

$V_{H_2O}^s$ - Objem vodní páry

4.2.14. Objem vlhkých spalin z 1 kg paliva při $t_{sp} = 120^\circ C$

$$V_{SV}^{t_{sp}} = V_{SV} \cdot \frac{273 + t_{sp}}{273} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad [4.15]$$

$$V_{SV}^{t_{sp}} = 5,619 \cdot \frac{273 + 120}{273}$$

$$V_{SV}^{t_{sp}} = 8,0889 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Kde:

V_{SV} - objem vlhkých spalin z 1kg paliva

t_{sp} - teplota spalin za kotlem

4.2.15. Procentní složení spalin

Procentní objem oxidu uhličitého

$$\omega_{\text{CO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{SV}}} \cdot 100 = \frac{0,8922}{5,619} \cdot 100 = 15,8791 [\%] \quad [4.16]$$

Kde:

V_{CO_2} - objem oxidu uhličitého

V_{SV} - objem vlhkých spalin z 1kg paliva

4.2.16. Procentní objem oxidu siřičitého

$$\omega_{\text{SO}_2} = \frac{V_{\text{SO}_2}}{V_{\text{SV}}} \cdot 100 = \frac{0,0020}{5,619} \cdot 100 = 0,0352 [\%] \quad [4.17]$$

Kde:

V_{SO_2} - Objem oxidu siřičitého

V_{SV} - objem vlhkých spalin z 1kg paliva

4.2.17. Procentní objem dusíku

$$\omega_{\text{N}_2} = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{SV}}} \cdot 100 = \frac{3,8896}{5,619} \cdot 100 = 69,2215 [\%] \quad [4.18]$$

Kde:

V_{NO_2} - Objem dusíku

V_{SV} - objem vlhkých spalin z 1kg paliva

4.2.18. Procentní objem kyslíku

$$\omega_{\text{O}_2} = \frac{V_{\text{O}_2}}{V_{\text{SV}}} \cdot 100 = \frac{0,2581}{5,619} \cdot 100 = 4,5934 [\%] \quad [4.19]$$

Kde:

V_{O_2} - Objem kyslíku

V_{SV} - objem vlhkých spalin z 1kg paliva

4.2.19. Procentní objem argonu

$$\omega_{Ar} = \frac{V_{Ar}}{V_{SV}} \cdot 100 = \frac{0,0452}{5,619} \cdot 100 = 0,8049 [\%] \quad [4.20]$$

Kde:

V_{Ar} - Objem argonu

V_{SV} - objem vlhkých spalin z 1kg paliva

4.2.20. Procentní objem vodní páry

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{SV}} \cdot 100 = \frac{0,5319}{5,619} \cdot 100 = 9,466 [\%] \quad [4.21]$$

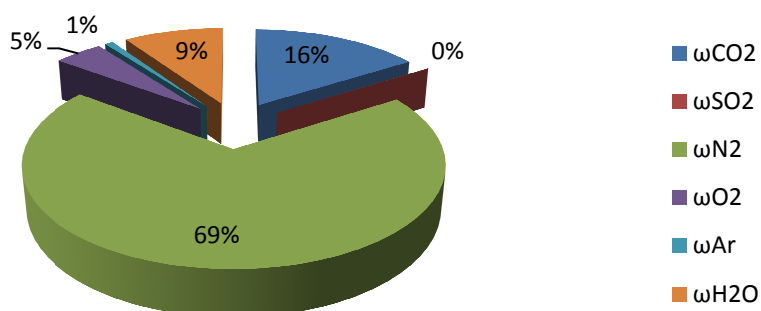
$$\sum \omega = 100 [\%]$$

Kde:

$V_{H_2O}^s$ - Objem vodní páry

V_{SV} - objem vlhkých spalin z 1kg paliva

Procentní složení spalin



Graf. 4-1 Procentní složení spalin

4.2.21. Stanovení měrné tepelné kapacity spalin

K určení měrných tepelných kapacit jsem dosadil hodnoty z tabulky 4.9 z literatury [3]. Pro přesnější určení při teplotě 120°C jsem použil interpolační metodu.

$$C_{pCO_2} = \frac{1,7863 - 1,6996}{200 - 100} \cdot (120 - 100) + 1,6996 = 1,7169 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \text{ [4.22]}$$

$$C_{pSO_2} = \frac{1,9427 - 1,8631}{200 - 100} \cdot (120 - 100) + 1,8631 = 1,8790 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \text{ [4.23]}$$

$$C_{pO_2} = \frac{1,3372 - 1,3193}{200 - 100} \cdot (120 - 100) + 1,3193 = 1,3229 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \text{ [4.24]}$$

$$C_{pN_2} = \frac{1,2994 - 1,2951}{200 - 100} \cdot (120 - 100) + 1,2951 = 1,296 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \text{ [4.25]}$$

$$C_{pH_2O} = \frac{1,5227 - 1,5062}{200 - 100} \cdot (120 - 100) + 1,5062 = 1,5095 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \text{ [4.26]}$$

$$C_{psp} = C_{pCO_2} \cdot \omega_{CO_2} + C_{pSO_2} \cdot \omega_{SO_2} + C_{pO_2} \cdot \omega_{O_2} + C_{pN_2} \cdot \omega_{N_2} + C_{pH_2O} \cdot \omega_{H_2O} \text{ [6.27]}$$

$$C_{psp} = 1,743 \cdot 0,158791 + 1,8790 \cdot 0,000352 + 1,3229 \cdot 0,045934 + 1,296 \cdot 0,6922 + 1,5095 \cdot 0,094658$$

$$C_{psp} = 1,7336 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

$C_{pCO_2}, C_{pSO_2}, C_{pO_2}, C_{pN_2}, C_{pH_2O}$ - Stanovená měrná tepelná kapacita dané látky ve spalinách

$\omega_{CO_2}, \omega_{SO_2}, \omega_{O_2}, \omega_{N_2}, \omega_{H_2O}$ - Procentní objem dané látky

4.2.22. Entalpie stechiometrických spalin při daném přebytku vzduchu

$$I_{Smin}^t = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + V_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + V_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + V_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + a_u \cdot A^r \cdot i_{pop}^t \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \text{ [4.28]}$$

$$I_{Smin}^t = 0,8922 \cdot 170 + 0,002 \cdot 191,2 + 3,8896 \cdot 129,5 + 0,0452 \cdot 93,07 + 0,5319 \cdot 150,6 + 0,05 \cdot 0,3369 \cdot 80,4$$

$$I_{Smin}^t = 741,42 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

V_{CO_2} , V_{SO_2} , V_{N_2} , V_{Ar} , V_{O_2} - jsou objemy daných složek spalín

$i_{CO_2}^t$, $i_{SO_2}^t$, $i_{N_2}^t$, i_{Ar}^t , $i_{H_2O}^t$, i_{pop}^t - Měrné entalpie složek spalín v závislosti na teplotě

4.2.23. Entalpie minimálního množství vzduchu při dané teplotě

$$I_{Vmin}^t = V_{VZSmin} \cdot i_{VS}^t + V_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad [4.29]$$

$$I_{Vmin}^t = 4,9163 \cdot 132,3 + 0,5319 \cdot 150,6$$

$$I_{Vmin}^t = 730,53 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

V_{VZSmin} - minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

i_{VS}^t - měrná entalpie vzduchu

$V_{H_2O}^s$ - objem vodní páry

$i_{H_2O}^t$ - měrná entalpie vodní páry

4.2.24. Entalpie spalín vzniklých spálením 1 kg paliva

$$I_S^{t,a} = I_{Smin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad [4.30]$$

$$I_S^{t,a} = 741,42 + (1,1 - 1) \cdot 730,53$$

$$I_S^{t,a} = 814,473 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

I_{Smin}^t - entalpie stechiometrických spalín při daném přebytku vzduchu

α - přebytek vzduchu

I_{Vmin}^t - entalpie minimálního množství vzduchu při dané teplotě

Měrná entalpie některých složek spalín

Dle literatury [1] Tab. 4-7

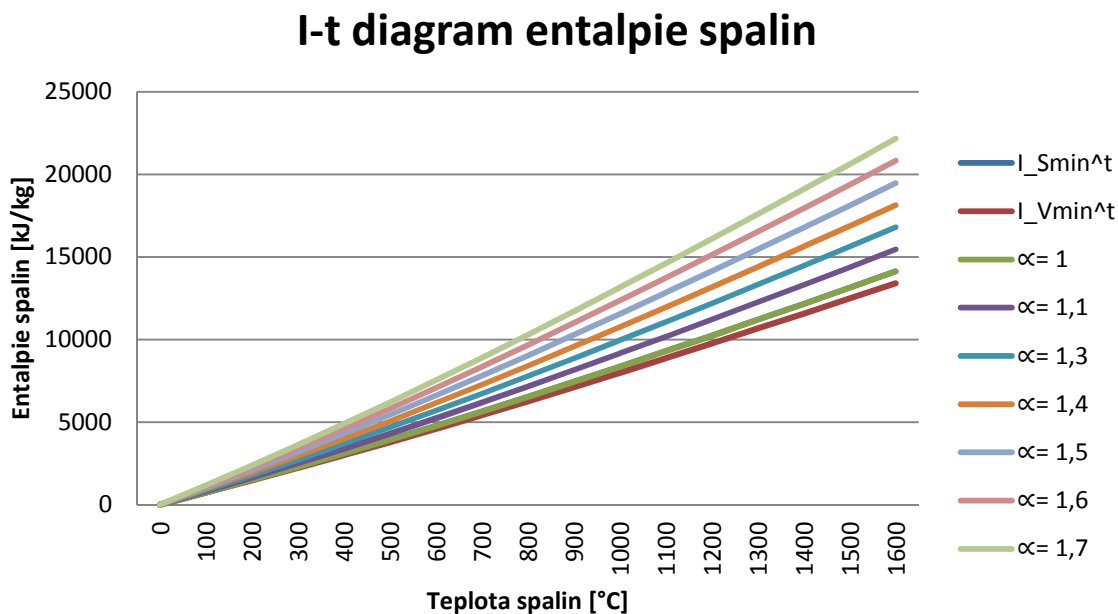
t [°C]	CO ₂	SO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	VS	CO	O ₂	popílek
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	928,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	3008	3138	2500
2500	6204	6205	3778	2321	5132	3909	3830	4006	-

Tab. 4-3 Entalpie složek spalin a popílku v závislosti na teplotě

4.2.25. Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu

t [°C]	I _{Smin} ^t	I _{Vmin} ^t	I _S ^{t,a} = I _{Smin} ^t + (α - 1) · I _{Vmin} ^t [kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]						
			α ₁ = 1	α ₁ = 1,1	α ₁ = 1,2	α ₁ = 1,3	α ₁ = 1,4	α ₁ = 1,5	α ₁ = 1,6
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	741	731	741	814	888	961	1034	1107	1180
200	1504	1471	1504	1654	1798	1945	2092	2239	2386
300	2288	2225	2288	2511	2733	2956	3178	3401	3623
400	3095	2996	3095	3394	3694	3994	4293	4593	4892
500	3923	3786	3923	4302	4681	5059	5438	5816	6195
600	4774	4594	4774	5233	5693	6152	6611	7071	7530
700	5644	5420	5644	6186	6728	7270	7812	8354	8896
800	6533	6261	6533	7159	7785	8411	9037	9663	10286
900	7437	7119	7437	8149	8861	9573	10284	10996	11708
1000	8359	7991	8359	9158	9957	10756	11555	12354	13153
1100	9292	8875	9292	10180	10067	11955	12842	13730	14617
1200	10239	9767	10239	11215	12192	13169	14145	15122	16099
1300	11193	10666	11193	12260	13327	14393	15460	16527	17593
1400	12157	11572	12157	13314	14471	15628	16785	17943	19100
1500	13127	12491	13127	14376	15625	16875	18124	19373	20622
1600	14116	13411	14116	15458	16799	18140	194581	20822	22163
1800	16088	15271	16088	17615	19142	20669	22196	23723	25250
2000	18078	17156	18078	19794	21509	23225	24940	26656	28372
2500	23077	21948	23077	25272	27467	29661	31856	34051	36246

Tab. 2-4 Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu



Graf. 4-2 I-t diagram entalpii spalin

4.3. Tepelná bilance kotle

Tepelnou bilanci počítám z důvodu zjištění účinnosti kotle a stanovení potřebného množství paliva pro dosažení požadovaného tepelného výkonu kotle.

4.3.1. Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva

$$Q_p^p = Q_r^i + i_p + Q_{VZ} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad [4.31]$$

$$Q_p^p = 17085,1 + 0 + 44,158$$

$$Q_p^p = 17148,1828 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

Q_r^i - výhřevnost paliva

i_p - fyzické teplo paliva

Q_{VZ} - teplo ohřátého vzduchu

Fyzické teplo v palivu se započítává, pokud je palivo předeříváno mimo kotel.

$$w_t^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} [\%] \quad [4.32]$$

$$11,43 \geq \frac{17085,1}{4,19} \cdot \frac{1}{150}$$

$$11,43 \geq 27,18$$

Kde:

w_t^r - prvkový obsah vody v palivu

Q_i^r - výhřevnost paliva

Jak je z výpočtu patrné, podmínka není splněna. Fyzické teplo proto neuvažují.

4.3.2. Teplo ohřátého vzduchu

$$Q_{VZ} = \alpha \cdot c_{pVZ} \cdot t_{VZ} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad [4.33]$$

$$Q_{VZ} = 1,62 \cdot 1,298 \cdot 30$$

$$Q_{VZ} = 63,0828 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Kde:

α - přebytek vzduchu

c_{pVZ} - měrné teplo vzduchu pro 30 °C

t_{VZ} - teplota vzduchu, předpokládám 30 °C

4.4. Ztráty kotle a tepelná účinnost

Tato kapitola byla zpracována za pomoci literatury [4].

4.4.1. Ztráta hořlavinou ve spalínách (CHEMICKÝ NEDOPAL)

Dle literatury [4] Tab. 6-1

$$Z_{CO} = 0,5 [\%] \quad [4.34]$$

4.4.2. Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (MECHANICKÝ NEDOPAL)

Skládá se s nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích, tuto ztrátu určím ze vztahu.

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{pop} + Z_{cu} = 0,2616 + 4,4593 + 1,6852 = 6,4061 [\%] \quad [4.35]$$

Kde:

Z_{cs} Ztráta ve strusce [%]

Z_{pop} Ztráta v popílku [%]

Z_{cu} Ztráta v úletu [%]

Jednotlivé ztráty určím se vztahu

$$Z_{cs} = \frac{C_i}{1 - C_i} \cdot X_i \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} [\%] \quad [4.36]$$

Kde:

C_i - procento hořlavin v uvažovaném druhu tuhých zbytků

X_i - procento popela zachycené v uvažovaném druhu tuhých zbytků

A^r - procento popela v palivu

Q_p^p - teplo přivedené do kotle jedním kilogramem paliva

Q_{ci} - výhřevnost hořlavin v uvažovaném druhu tuhých zbytků

i = cs – struska, pop – popílek, cú – úlet

Ztráta ve strusce

$$Z_{cs} = \frac{C_{cs}}{100 - C_{cs}} \cdot X_{str} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} [\%] \quad [4.37]$$

$$Z_{cs} = \frac{2}{100 - 2} \cdot 20 \cdot \frac{33,69}{17120,535} \cdot 32600$$

$$Z_{cs} = 0,2616 [\%]$$

Ztráta v popílku

$$Z_{pop} = \frac{C_{pop}}{100 - C_{pop}} \cdot X_{pop} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} [\%] \quad [4.38]$$

$$Z_{pop} = \frac{8}{100 - 8} \cdot 80 \cdot \frac{33,69}{17120,535} \cdot 32600$$

$$Z_{pop} = 4,4593 [\%]$$

Ztráta v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_{cú}}{100 - C_{cú}} \cdot X_{cú} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} [\%] \quad [4.39]$$

$$Z_{cú} = \frac{3}{100 - 3} \cdot 85 \cdot \frac{33,69}{17120,535} \cdot 32600$$

$$Z_{cú} = 1,6852 [\%]$$

4.4.3. Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_f = Z_{fs} + Z_{fpop} + Z_{fú} [\%] \quad [4.40]$$

$$Z_f = 0,2249 + 0,1658 + 0,0381 = 0,4288 [\%]$$

Kde:

Z_{fs} - ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v strusce

Z_{fpop} - ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v popílku

$Z_{fú}$ - ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v úletu

Jednotlivé ztráty určím se vztahu

$$Z_{fs} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_s [\%] \quad [4.41]$$

Kde:

C_i - procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků

X_i - procento popela zachycené v uvažovaném druhu tuhých zbytků

A^r - procento popela v palivu

Q_p^p - teplo přivedené do kotle jedním kilogramem paliva

c_i - měrné teplo tuhých zbytků popela

t_s - teplota uvažovaného druhu zbytků

$i = s$ - struska, pop - popílek, $ú$ - úlet

Ztráta fyzickým teplem v strusce

$$Z_{fs} = \frac{20}{100 - 2} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot C_i \cdot t_s [\%] \quad [4.42]$$

$$Z_{Fs} = \frac{20}{100 - 2} \cdot \frac{33,69}{17120,535} \cdot 0,934 \cdot 600$$

$$Z_{Fs} = 0,2249 [\%]$$

Ztráta fyzickým teplem v úletu

$$Z_{fú} = \frac{X_{ú}}{100 - C_{ú}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot C_i \cdot t_{ú} [\%] \quad [4.43]$$

$$Z_{Fstr} = \frac{3}{100 - 85} \cdot \frac{33,69}{17120,535} \cdot 0,808 \cdot 120$$

$$Z_{Fstr} = 0,0381 [\%]$$

Ztráta fyzickým teplem v popílku

$$Z_{fpop} = \frac{X_{pop}}{1 - C_{pop}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot C_i \cdot t_{pop} [\%] \quad [4.44]$$

$$Z_{Fstr} = \frac{80}{100 - 8} \cdot \frac{33,69}{17120,535} \cdot 0,808 \cdot 120$$

$$Z_{Fstr} = 0,1658 [\%]$$

4.4.4. Ztráta sdílením tepla do okolí

Určena z grafu v závislosti na parním výkonu kotle a druhu nátěru oplechování Bbr. 6-1[4]

$$M_{pp} = 27,78 [\text{kg/s}] \quad [4.45]$$

$$Z_{Fstr} = 0,63 [\%]$$

4.4.5. Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Tato ztráta představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Tato ztráta patří mezi největší, která má největší vliv na účinnost kotle. Největší vliv na tuto ztrátu má teplota spalin a přebytek vzduchu ve spalinách za kotlem. Ztráta je vyšší z důvodu velkého přebytku vzduchu za kotle.

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{V_{SV}^{ts} \cdot C_{sp} \cdot (t_{spl} - t_o)}{Q_p^p} [1] \quad [4.46]$$

$$Z_k = (100 - 6,4061) \cdot \frac{13,4462 \cdot 1,3988 \cdot (115 - 30)}{17120,535}$$

$$Z_k = 8,7331 [1]$$

Kde:

Z_c - ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (MECHANICKÝ NEDOPAL)

V_{SV}^{ts} - entalpie spalin

C_{sp} - měrné teplo spalin

t_{spl} - teplota spalin

t_o - teplota vztažná

Q_p^p - teplo přivedené do kotle jedním kilogramem paliva

Množství spalin za kotlem

$$V_{sp} = V_{VZVmin} + (\alpha - 1) \cdot V_{SV} [m^3/kg] \quad [4.47]$$

$$V_{sp} = 4,995 + (2,567 - 1) \cdot 5,619$$

$$V_{sp} = 13,4462 [m^3/kg]$$

Kde:

V_{VZVmin} - minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1kg paliva

α - přebytek vzduchu za kotlem

V_{SV} - objem vlhkých spalin z 1kg paliva

4.4.6. Tepelná účinnost kotle (brutto) nepřímá metoda

$$\eta_k = 100 - \sum Z = 100 - 16,7 = 83,3 \% \quad [4.48]$$

4.5. Výrobní teplo páry a množství paliva

4.5.1. Výrobní teplo páry

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) [\text{kJ/kg}] \quad [4.49]$$

$$Q_v = 27,777 \cdot (3342 - 746)$$

$$Q_v = 72110.91 [\text{kJ/kg}] \quad 72.11 [\text{MW}]$$

$$Q_v = 72.11 [\text{MW}]$$

Kde:

M_{pp} - množství přehřáté páry

i_{pp} - entalpie přehřáté páry

i_{nv} - entalpie napájecí vody

Entalpie stanoveny pomocí programu ESS.

Entalpie přehřáté páry při teplotě 480 °C a tlaku 8,5 MPa

$$i_{pp} = 3342 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie napájecí vody při teplotě 175 °C a tlaku 10,3 MPa

$$i_{NV} = 746 [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

4.5.2. Množství paliva

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} [\text{Kg/s}] \quad [4.50]$$

$$M_p = \frac{72110.91}{17120,535 \cdot \frac{83,3}{100}}$$

$$M_p = 5,04 [\text{Kg/s}]$$

Kde:

Q_v - výrobní teplo páry

Q_p^p - teplo přivedené do kotle jedním kilogramem paliva

η_k - účinnost kotle

4.5.3. Množství paliva výpočtově

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{Z_c}{100}\right) [\text{Kg/s}] \quad [4.51]$$

$$M_{pv} = 27,777 \cdot \left(1 - \frac{6,4}{100}\right)$$

$$M_{pv} = 4,7 [\text{Kg/s}]$$

Kde:

M_p – množství přehřáté páry

Z_c - ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

5 Tepelný výpočet kotle v aplikaci KOTEL 4.0

Popis programu kotle

Program kotel 4.0 byl vyvinut společností VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s. z důvodu usnadnění a zjednodušení tepelných výpočtů kotlů. Program lze použít pro výpočet nového zařízení, nebo pro namodelování stávajícího před zamýšlenými úpravami. Výpočet simuluje oborovou normu ON 070417: Tepelný výpočet parních kotlů.

Tato norma vychází z upravené ruské normy TRKA – Teplovoj Rasčot Kotelných Agregatov 1973. V ČSSR byla převážná část parních kotlů dle normy projektována i přesto že nikdy nebyla oficiálně schválená.

5.1. Popis postupu pro výpočet

Nejprve jsem kotel rozdělil na vhodný počet fiktivních teplosměnných ploch.

Teplosměnné plochy se dělí na dvě kategorie a to na hlavní (absorbují převážnou část tepla ze spalín) a vedlejší (nacházející se v těsné blízkosti hlavní plochy, přitom absorbují menší část tepla.

Pro každou plochu stanovím požadované parametry, geometrii, obtékání spalín, sálavou tloušťku, míru zanesení, přisání a podobně.

Všechny jednotky následně propojím trasami vzduchu, vody, spalín, páry.

Provedu hrubý výpočet a pomocí změn parametrů, které nemohu přesně zjistit, nebo neznám jejich hodnoty, ladím výpočet tak, aby se co pokud možno nejvíce blížil stávajícímu stavu kotle K2.

Výpočet dává informace o

- tepelných tocích jednotlivých ploch
- vstupních a výstupních teplotách vody, páry, spalin
- objemových tocích a rychlostních proudění vody, páry, spalin
- výrobních teplech

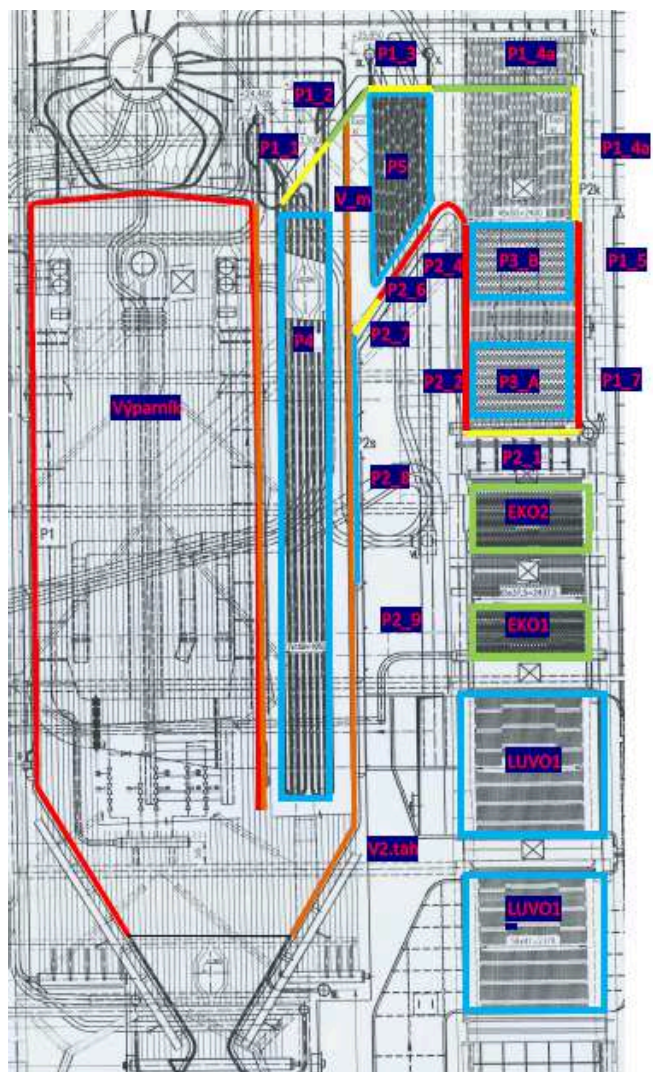
V programu lze snadno simulovat změnu parametru a zjistit vliv změny na daný model, tedy tepelnou bilanci kotle. Jedná se například o změny řazení teplosměnných ploch, zavedení recirkulace, vstřiku, změna paliva, spoluspalování různých paliv.

5.2. Zadáání pro tepelný výpočet

Pro výpočet kotle K2 v programu KOTEL 4.0 jsem nejprve potřeboval zjistit všechny rozměry teplosměnných ploch kotle. Tyto plochy jsem následně rozdělil na 31 výpočtových ploch, pro které bylo nutné zadat 22 hodnot. Výpis definovaných hodnot je přiložen na DVD.

5.3. Rozdělení teplosměnných ploch kotle

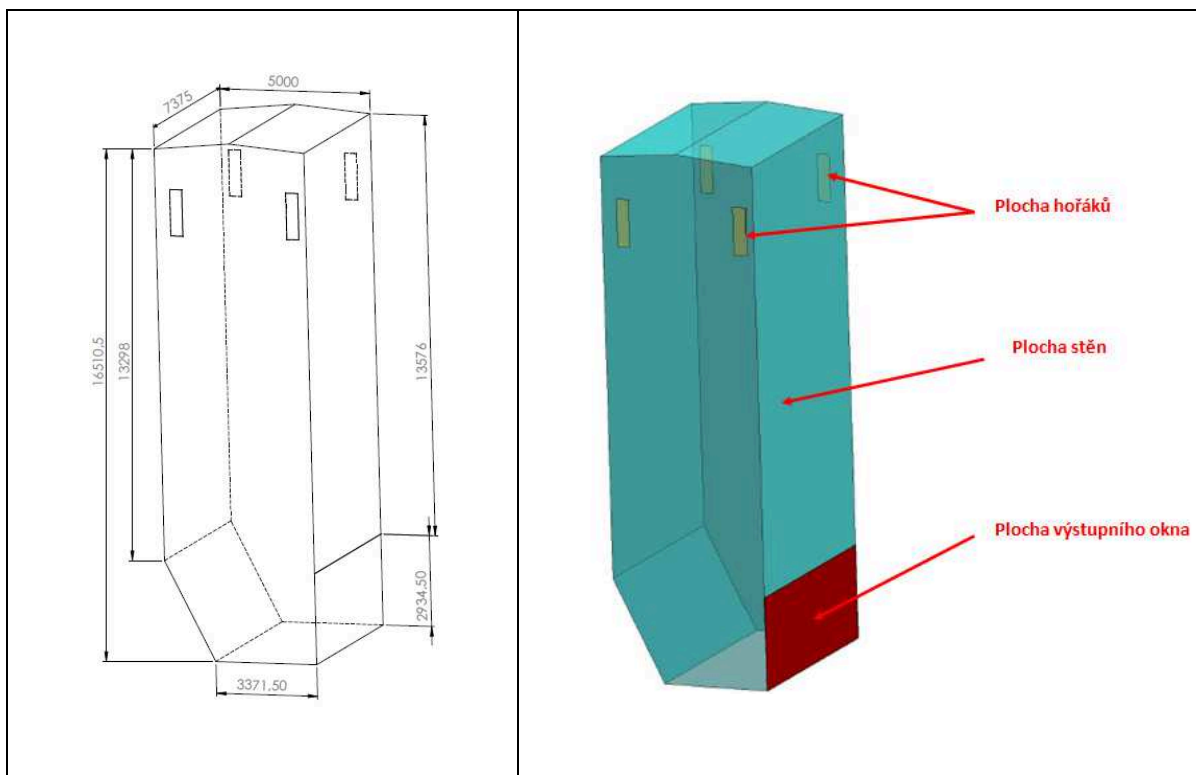
Teplosměnné plochy je nutno rozdělit na dvě části a to jako plochy hlavní (absorbují převážnou část tepla ze spalin, spaliny přímo nimi procházejí) a vedlejší (jsou v těsné blízkosti hlavních ploch, ale absorbují menší část tepla ze spalin). Rozdělení teplosměnných ploch kotle je znázorněno na obr. 5-1. Z hlediska výpočtu jsou všechny vedlejší plochy přiřazené k hlavním. Vedlejší plocha se definuje jako hlavní a to z hlediska – sálavé tloušťky, příčné a podélné rozteče trubek, průřezu spalin, počtem trubek po spalinách a redukcí výhřevné plochy o 50 %. Výsledný tepelný tok byl upraven pomocí koeficientu zanesení plochy.



Obr. 5-1 Rozložení fiktivních teplosměnných ploch kotle

5.4. Zjištění plochy spalovací komory a její objem

Plochu a objem aktivní spalovací komory jsem stanovil pomocí programu SolidWorks.



Obr. 5-2 Schéma aktivní části spalovací komory

5.4.1. Objem aktivního ohniště

$$V_{oh} = 593,7555 \text{ [m}^3\text{]} \quad [5.1]$$

5.4.2. Plocha hořáků

$$S_h = 2,4 \text{ [m}^2\text{]} \quad [5.2]$$

5.4.3. Projekční plocha stěn

$$S_{st} = 469,3128 \text{ [m}^2\text{]} \quad [5.3]$$

5.4.4. Projekční plocha výstupního okna

$$S_{oh} = 21,6419 \text{ [m}^3\text{]} \quad [5.4]$$

5.4.5. Sálavá tloušťka

$$S_{tl} = 3,6 \cdot \frac{V_{oh}}{S_{st}} [m^2] \quad [5.5]$$

$$S_{tl} = 3,6 \cdot \frac{593,7555}{469,3128}$$

$$S_{tl} = 4,55457 [m^2]$$

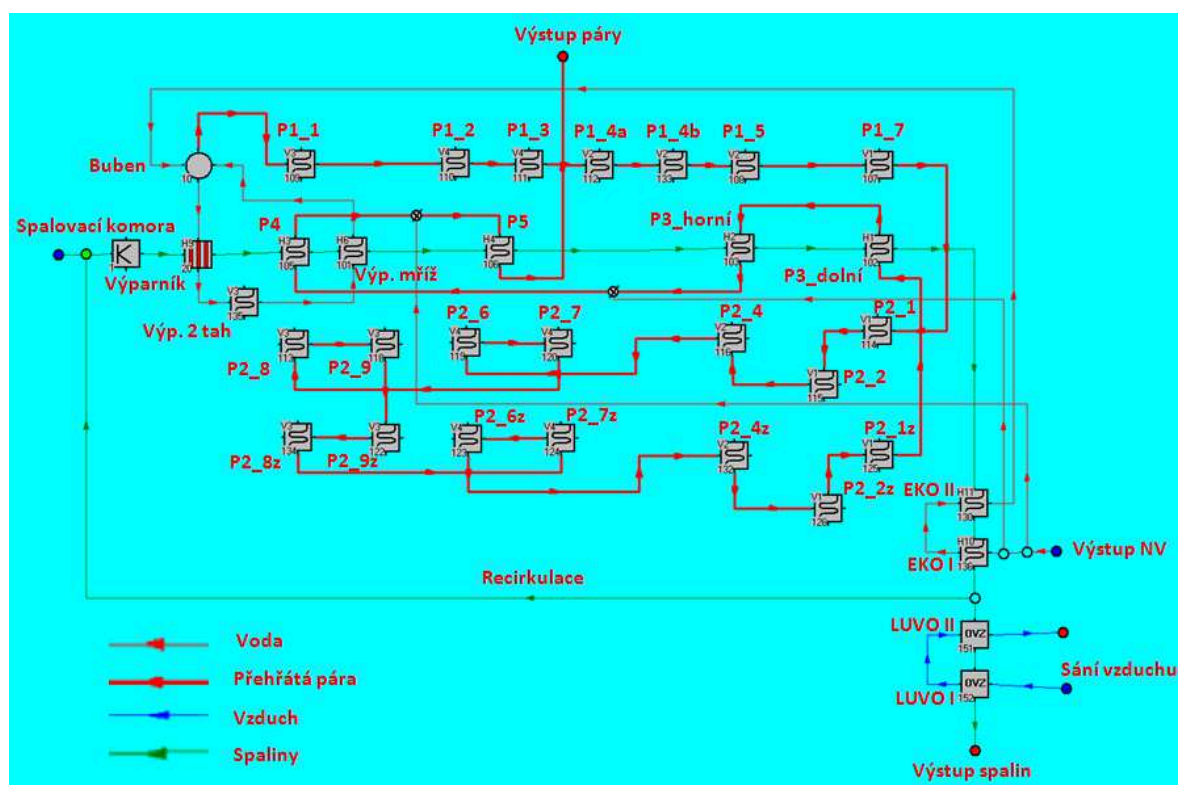
Kde:

V_{oh} - Objem spalovací komory

S_{st} - Obsah spalovací komory včetně výstupního otvoru

5.5. Sestavení tepelného modelu

Schéma propojení modelu kotle je znázorněno na obr. 5-3.



Obr. 5-3 Schéma zapojení

V modelu byly provedeny některé úpravy, které sloužily k zjednodušení:

- Z provozního měření, které jsem měl k dispozici, bylo patrné, že tyto vstříky sráží teplotu jen nepatrně, proto jsem je do modelu nezapočítával, tedy jsou uzavřené.

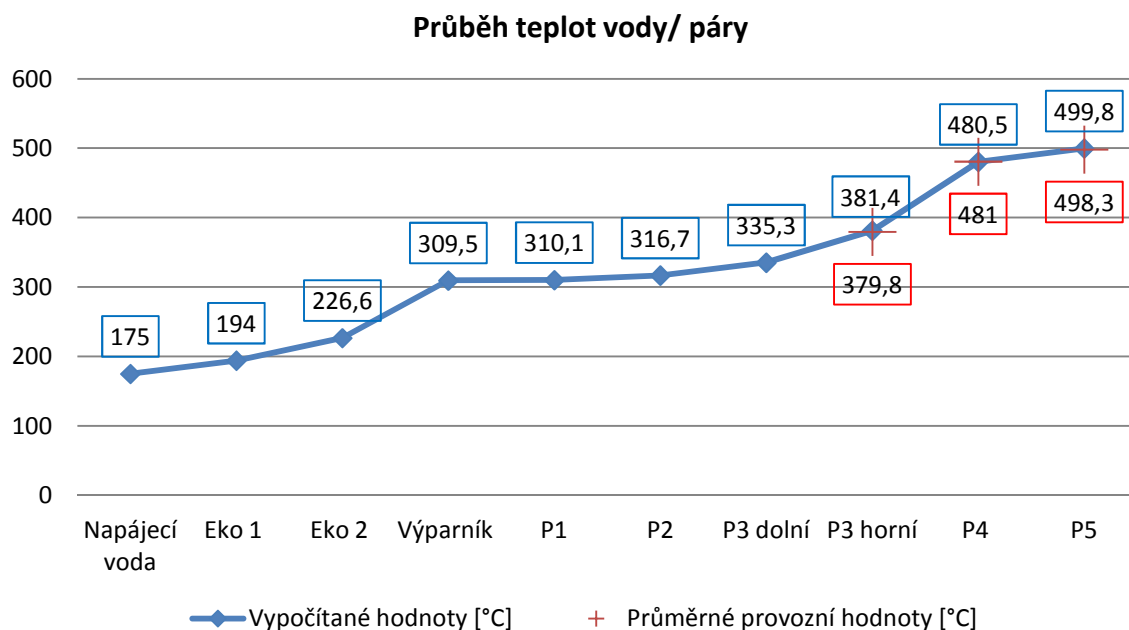
- Torkretovou izolaci stropu spalovací komory spolu s přední stěnou a mezistěnou jsem simuloval součinitelem zanesení.
- Přehřívák P2 je kombinací přehříváku a výparníku druhého tahu, plocha přehříváku je rozměrově srovnatelná s plochou výparníku, proto jsem tuto teplosměnnou plochu stanovil z 50% jako výparnou a z 50% pro přehřívák.
- Přehřívák P2 vede přes ohyb 2. a 3. tahu kotle směrem k výsypkové části, kde dojde k otočení a následně se vrací zpět do 3. tahu kotle. Tyto teplosměnné plochy pro výpočet jsou totožné, jen se mění proudění spalin protiproud/souproud.
- Přehřátá pára se za přehřívákem P3 dělí pomocí přechodové komory na dvě větve. Z hlediska výpočtů toto rozdělení zanedbávám.

5.6. Model kotle K2

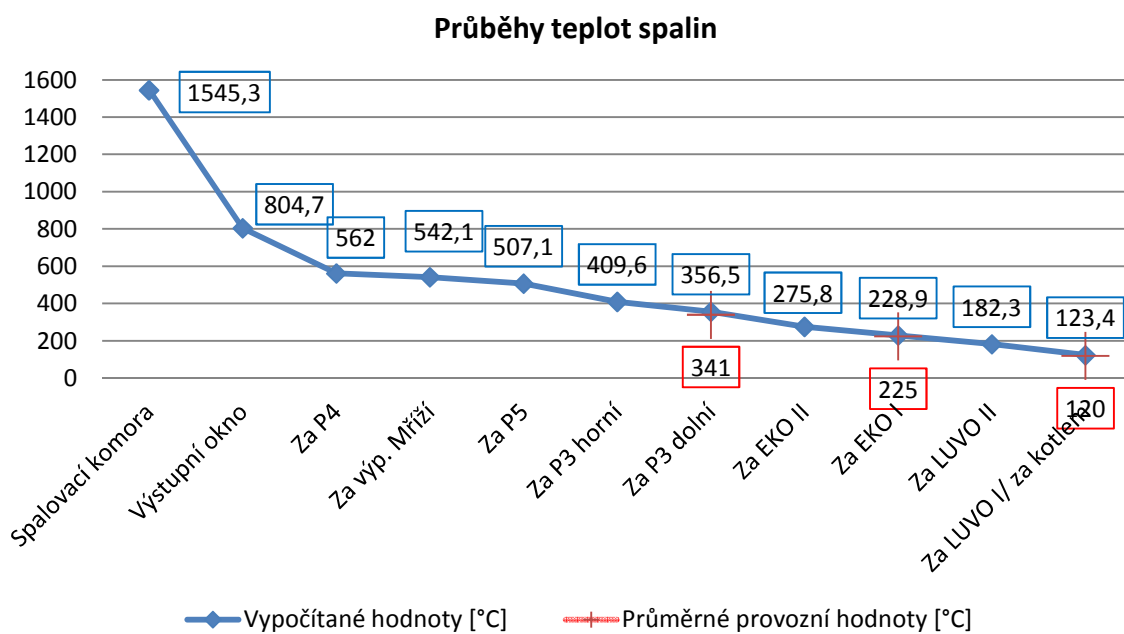
Hodnoty jsem stanovil z provozních měření teplárny u kotle K2, které jsem měl k dispozici ze dne 14. 11. 2013. Zápis hodnot byl prováděn každou sekundu po dobu 24hodin. Z hlediska vytvoření co nejpresnějšího tepelného modelu stávajícího kotle K2 pro mě byly zásadní hodnoty teploty spalin a teploty přehřáté páry při parním výkonu 100 t/h. Měření teplot spalin bylo prováděno v místech za přehřívákem P3A, za ohřívákem vody a na výstupu z kotle. Teploty přehřáté páry jsem měl z míst za přehříváky P3A, P4 a P5, tedy na výstupu z kotle. Průměrné hodnoty stanovené dle provozního měření a vypočtené modelové hodnoty jsou zaznamenány níže v uvedených tabulkách a grafech.

Průměrné hodnoty z provozního měření při parním výkonu 100 t/h		Vypočtené hodnoty modelu při parním výkonu 100 t/h	
Teplota spalin [°C]		Teplota spalin [°C]	
Za P3A	341	Za P3A	356,4
Za EKO	225	Za EKO	228,9
Za kotlem	120	Za kotlem	123,3
Teplota přehřáté páry [°C]		Teplota přehřáté páry [°C]	
P3	379,8	P3	381,3
P4	481	P4	480,3
P5	498,2	P5	499,7

Tab. 5-1 Teploty spalin a přehřáté páry



Graf. 5-1 Průběhy teplot vody/páry



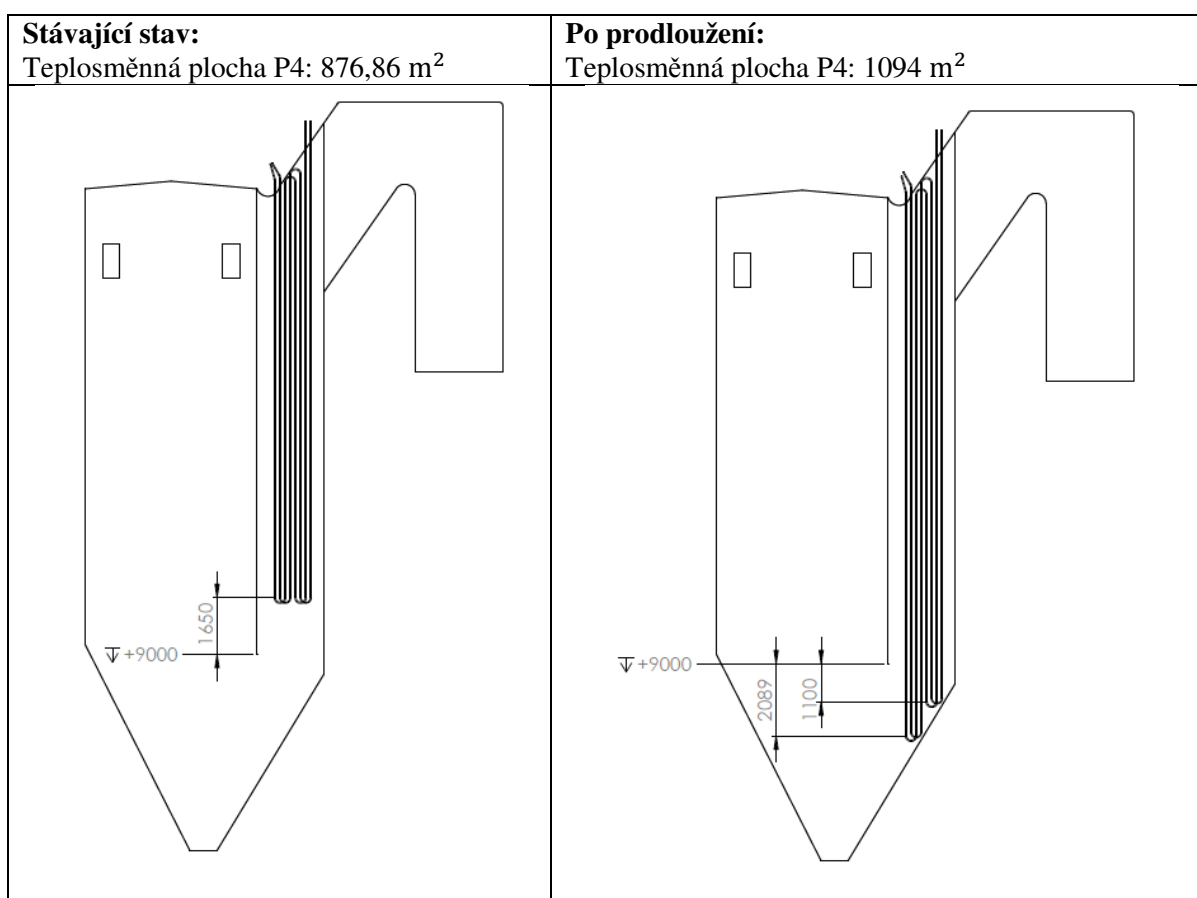
Graf. 5-2 Průběhy teplot spalín

Parametry modelu	
Teplo přivedené [MW]	85,166
Teplo odvedené [MW]	73,462
Účinnost [%]	86,258
Komínová ztráta [%]	5,783
Množství paliva [t/h]	18,02
Množství vstříku [t/h]	0

Tab. 5-2 Teploty spalín a přehřáté páry

5.7. Návrh úpravy teplosměnné plochy

Jedinou možností zvětšení teplosměnných ploch pro zvýšení parametrů páry je prodloužení stávajícího visutého přehříváku P4. Z konstrukčního hlediska je možnost prodloužení přehříváku směrem dolů až k zadní stěně výsypky. Tímto je možno přehřívák prodloužit z jedné části o 3540 mm a z druhé o 2750 mm. Teplosměnná plocha touto úpravou naroste z původních 876,86 m² na 1094 m², tedy nárůst plochy je přibližně o 20 %.



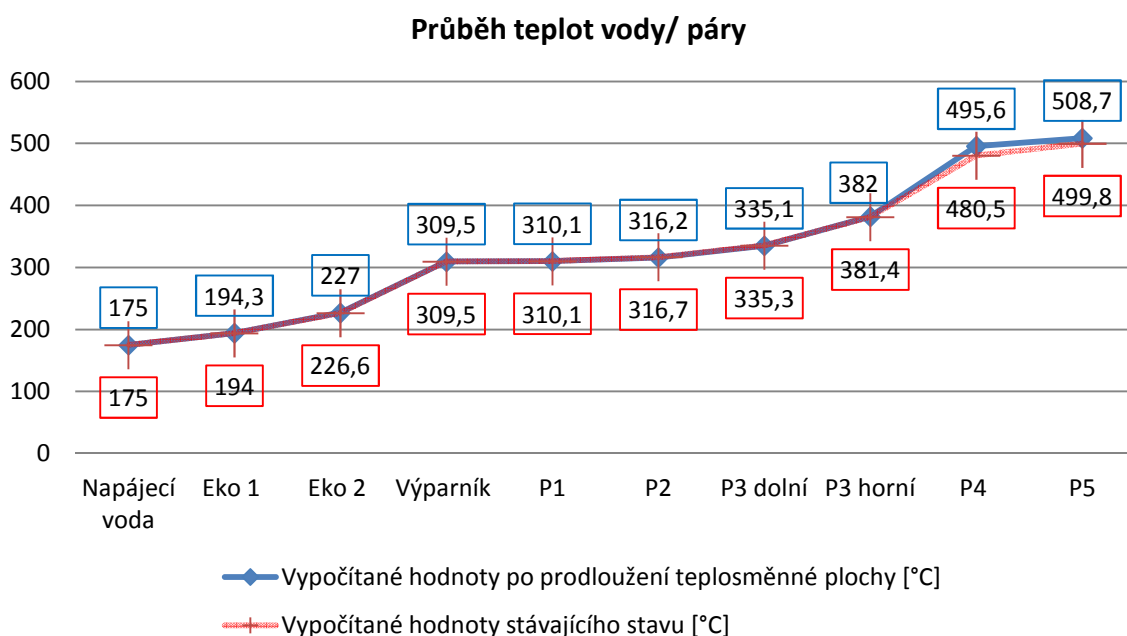
Obr. 5-4 Návrh úpravy teplosměnné plochy

Vypočtené hodnoty po prodloužení

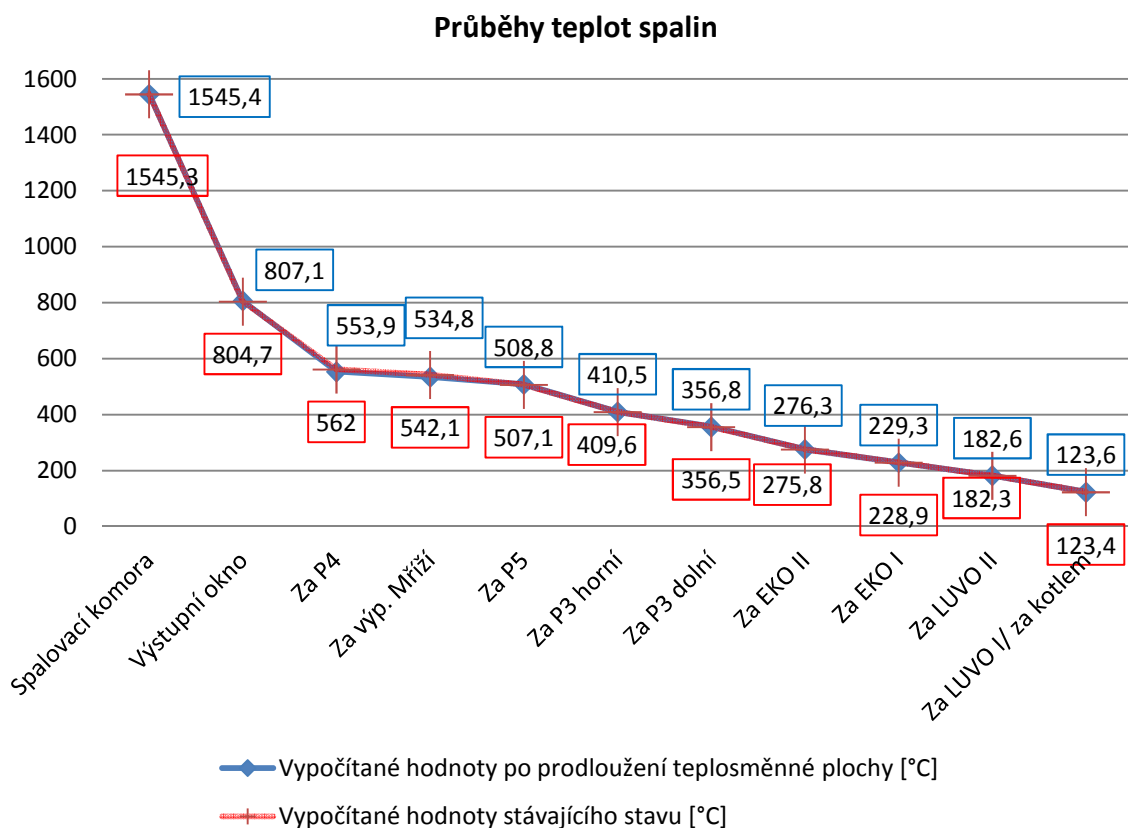
Tato úprava z hlediska tepelného výpočtu neměla nijak výraznější vliv na teploty vody/páry tak i spalin. Ke změně předaného tepla na straně páry dojde až u předposledního přehříváku P4 a to k nárůstu teploty ze 480,5°C na 495,6°C u výstupního přehříváku P5 nárůst činí z 499,8°C na 508,7°C. Z modelového výpočtů je patrné, že touto úpravou nebude dosaženo požadované teploty přehřáté páry na 540 °C. Každopádně je třeba tuto úpravu doporučit k realizaci, protože navyšuje teplotu

přehřáté páry o cca 10°C. Rozhodně však je třeba počítat pro dosažení teploty přehřáté páry na hodnotu 540°C s dalšími úpravami.

S ohledem na dosahované parametry byly další úvahy o rekonstrukci směřovány do oblasti recirkulace spalin. Samotný provoz kotle s mlýnským okruhem, který využívá citelné teplo spalin odebraných na začátku 3. tahu kotle pro sušení a dopravu paliva v mlýnském okruhu, způsobuje recirkulaci spalin. V souladu s provozním předpisem kotle je při odstavení mlýnského okruhu po vymletí paliva odstaven i mlýnský ventilátor. Z mého pohledu by stálo za úvahu uvažovat o změně provozního předpisu a provozovat mlýnský ventilátor trvale i mimo mletí se sníženými otáčkami. Pro realizaci tohoto návrhu bude potřeba ověřit maximální přípustnou teplotu v mlýnském okruhu při odstaveném mlýnu a ochranu ložisek ventilátoru a mlýna před vysokou teplotou.



Graf. 5-3 Průběhy teplot vody/páry



Graf. 5-4 Průběhy teplot spalin

Parametry modelu	
Teplo přivedené [MW]	85,899
Teplo odvedené [MW]	74,08
Účinnost [%]	86,241
Komínová ztráta [%]	5,8
Množství paliva [t/h]	18,17
Množství vstříku [t/h]	0

Tab. 5-3 Teploty spalin a přehřáté páry

5.8. Recirkulace spalin v množství do 20% celkové ho množství spalin

Recirkulace spalin ve výpočtovém modelu je znázorněna na obr. 5-3. Odběr spalin je prováděn za ekonomizérem při dané teplotě a určitém množství. Recirkulace je zavedena do spalovací komory kotle K2 pouze z jedné strany, což má za následek deformaci teplotního pole po šířce spalovací komory. Každopádně dochází recirkulací spalin k navýšení teploty spalin a zejména k navýšení průtoků a množství přes přehřívákové plochy. Tím je docíleno zvětšení tepla předávaného do přehříváků, což má za následek navýšení teploty přehřáté páry na výstupu na požadovanou teplotu 540°C. Před přehřívákem P5 je proveden regulační vstřík, který doreguluje požadovanou teplotu na výstupu páry z kotle.

Kotel K2 je provozován při zapnutém mlýnském okruhu, kdy dochází k mletí surového paliva, pomocí spalin je palivo sušeno a tím zbavováno vody. Další možnost je provozování kotle s vypnutým mlýnským okruhem, kdy se jako palivo odebírá uhelný prášek ze zásobníku. Uhelňý prášek oproti surovému uhlí má mnohonásobně nižší obsah vody přibližně o 90 až 95 %, což zmenšuje dále množství spalin. Proto je vytvořen tepelný výpočtový model, jak při zapnutém mlýnském okruhu, kdy se spaluje surové uhlí, tak i při spalování uhelného prášku.

Složení paliv pro výpočet

	C _r [%]	H _r [%]	N _r [%]	O _r [%]	S _r [%]	A _r [%]	W _r [%]	Q _i [Mj/kg]
Surové uhlí	48,062	2,804	0,713	3,005	0,292	33,692	11,432	17,085
Uhelňý prášek	53,994	3,149	0,8	3,376	0,327	37,85	0,504	19,512

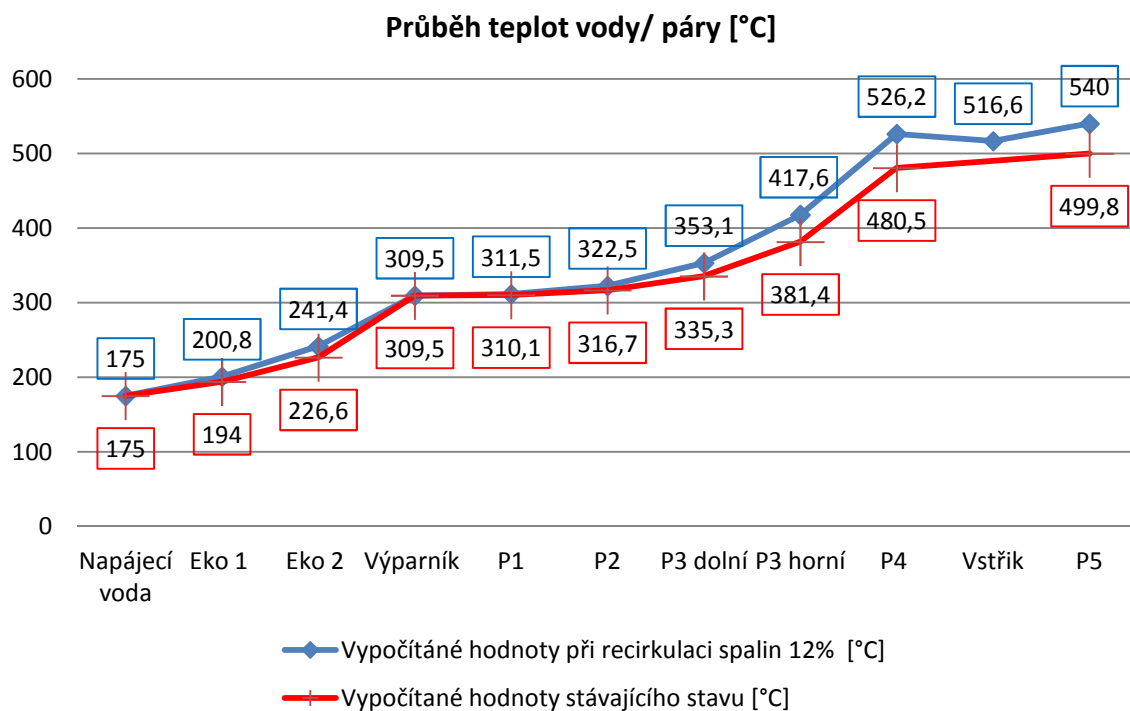
Tab. 5-4 Teploty spalin a přehřáté páry

5.9. Recirkulace spalin při aktivním mlýnském okruhu

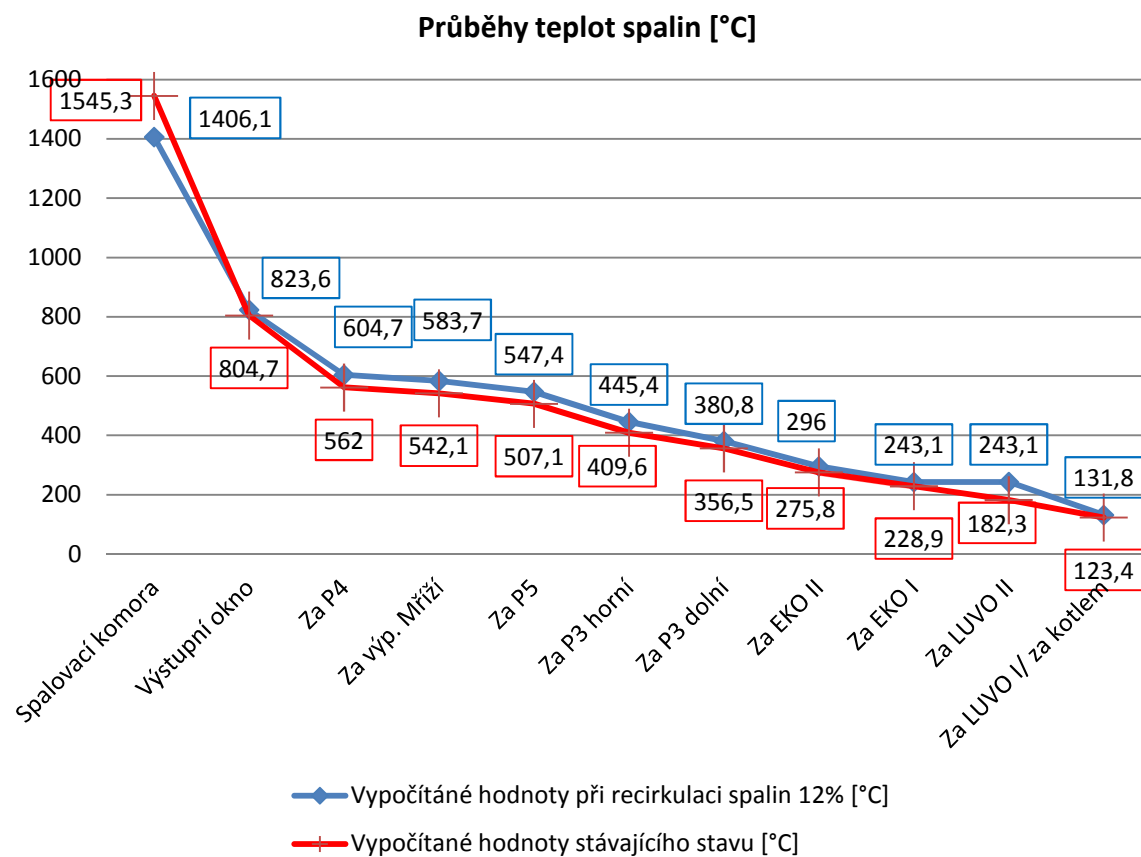
Vypočítané hodnoty při použití recirkulace a zapnutém mlýnském okruhu jsou v níže uvedených grafech.

5.9.1. Při parním výkonu 100 t/h

Recirkulace spalin při 12% z celkového množství spalin měla za následek dosažení požadované teploty přehřáté páry 540 °C výkonu kotle 100 t/h páry. Doregulování teploty za přehřívákem P5 je provedena regulačním vstřikem.



Graf. 5-5 Průběhy teplot vody/páry



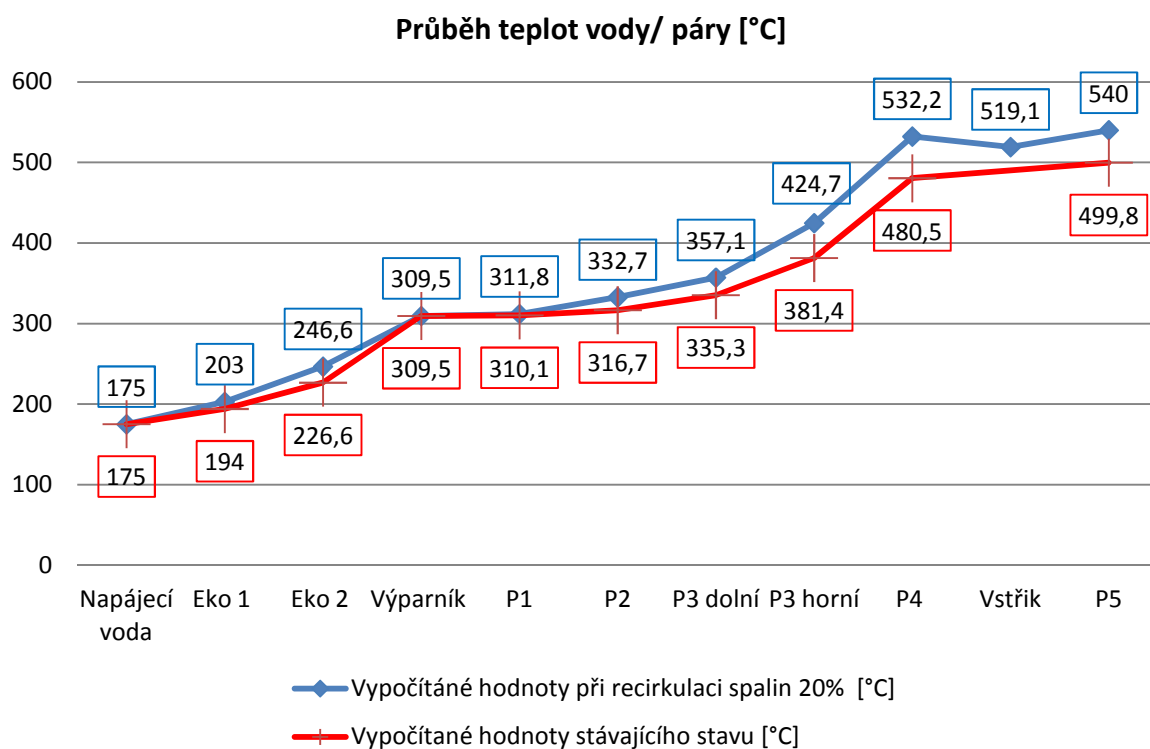
Graf. 5-6 Průběhy teplot spalín

Parametry modelu	
Teplo přivedené [MW]	88,964
Teplo odvedené [MW]	76,232
Účinnost [%]	85,689
Komínová ztráta [%]	6,352
Množství paliva [t/h]	18,823
Množství vstříku [t/h]	0,9

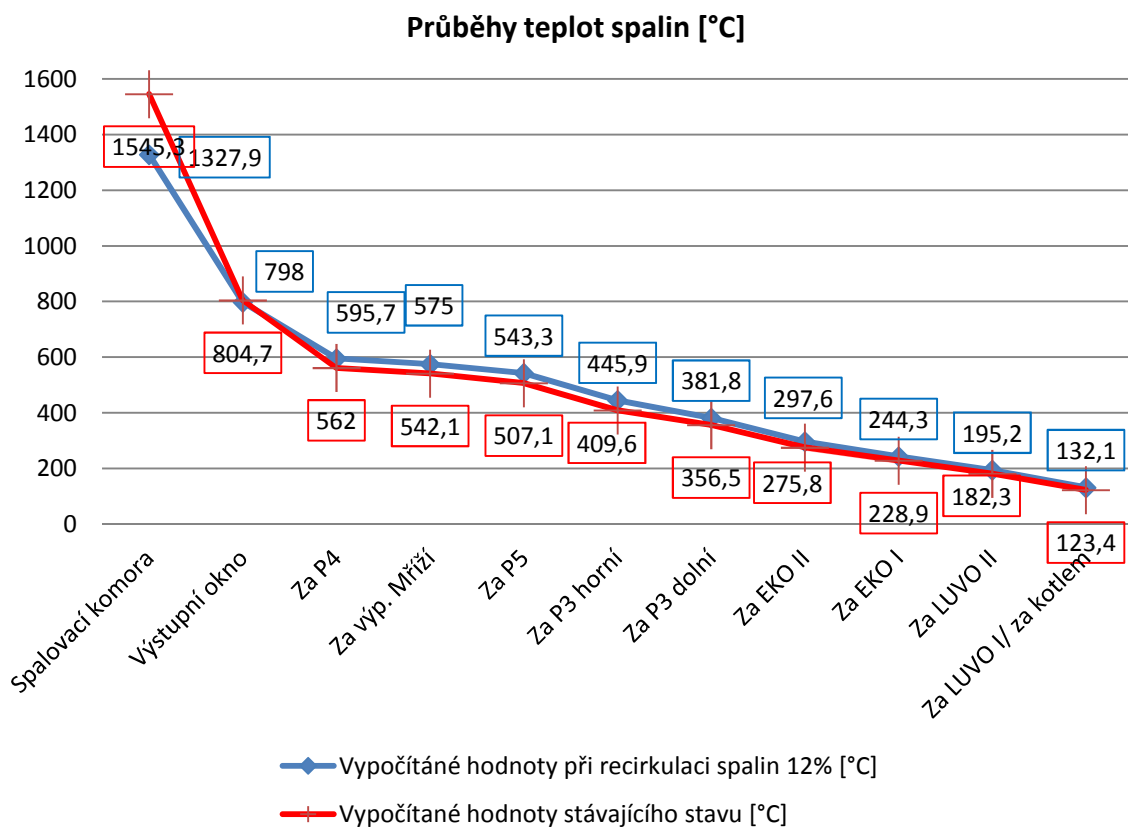
Tab. 5-5 Teploty spalín a přehřáté páry

5.9.2. Při parním výkonu 90 t/h

Při snížení parního výkonu na 90 t/h bylo potřeba navýšit množství recirkulovaných spalín na 20 %. Při této recirkulaci bylo možné dodržet požadovanou teplotu přehřáté páry na výstupu 540 °C. Doregulování teploty za přehřívákem P5 je provedeno regulačním vstříkem.



Graf. 5-7 Průběhy teplot vody/páry



Graf. 5-8 Průběhy teplot spalin

Parametry modelu	
Teplo přivedené [MW]	80,114
Teplo odvedené [MW]	68,609
Účinnost [%]	85,639
Komínová ztráta [%]	6,402
Množství paliva [t/h]	16,951
Množství vstříku [t/h]	1,1

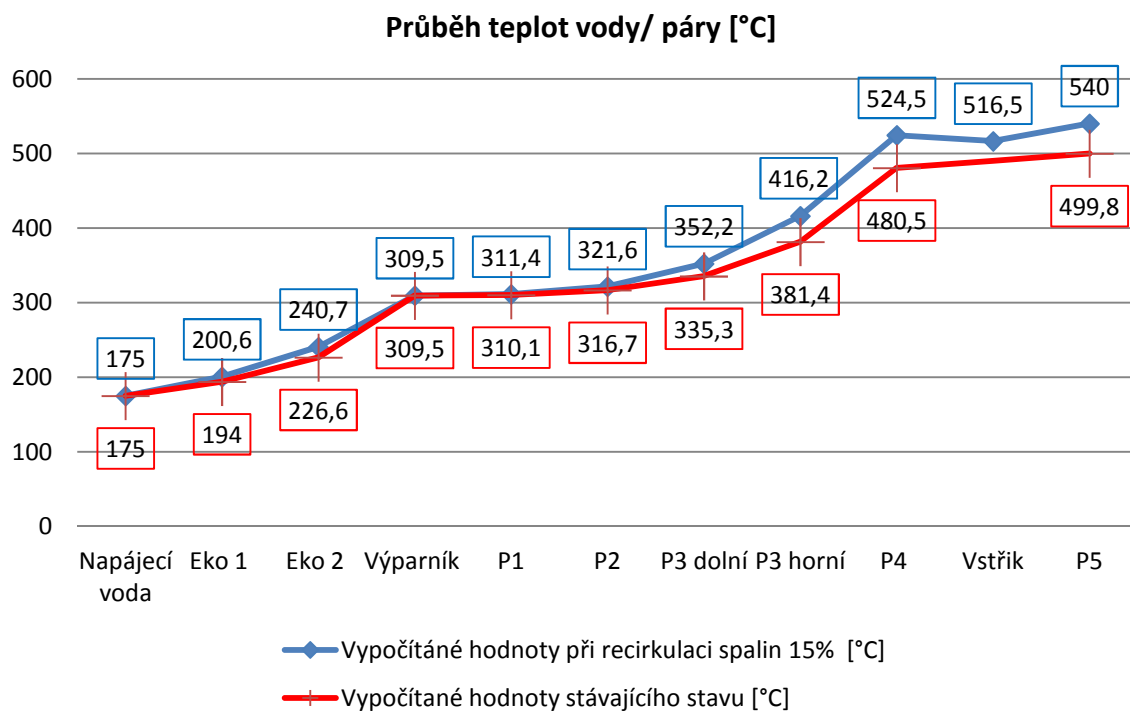
Tab. 5-6 Teploty spalin a přehřáté páry

5.10. Recirkulace spalin bez mletí mlýnského okruhu

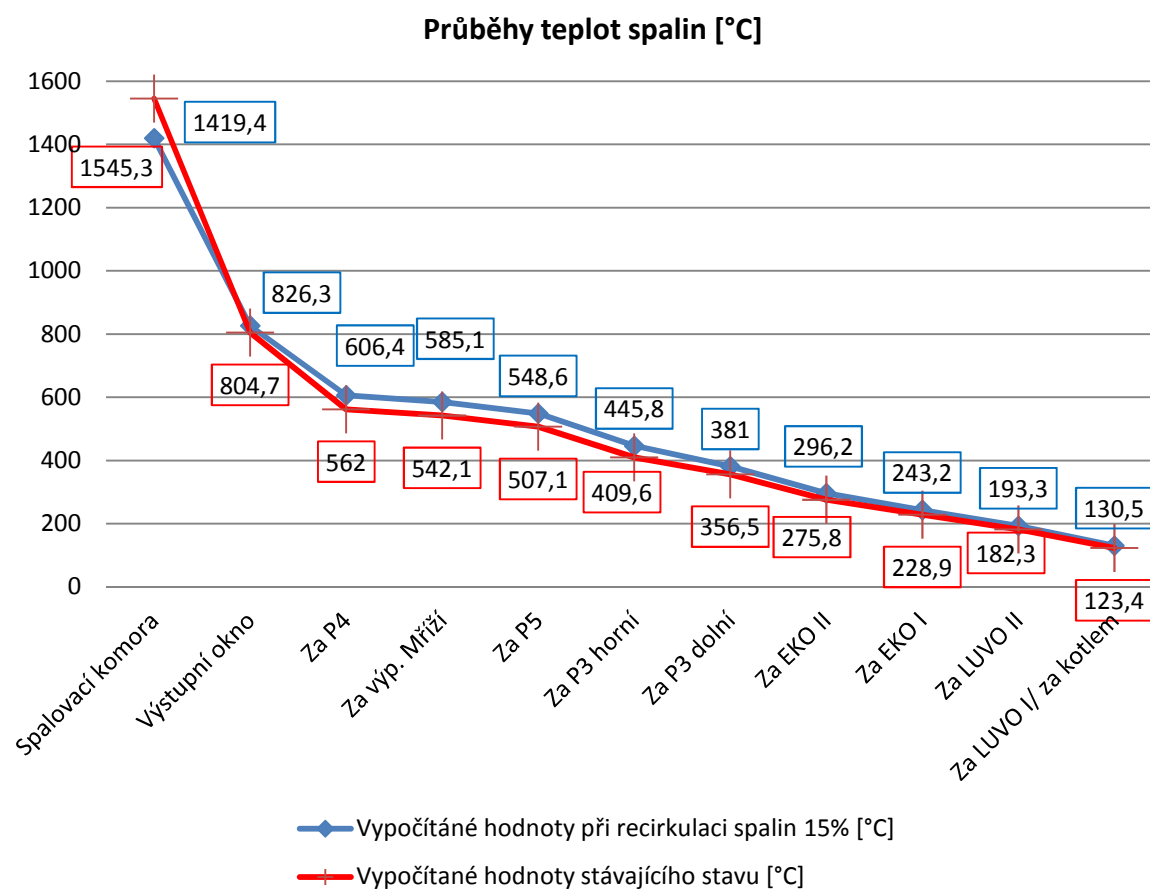
Vypočítané hodnoty, při použití recirkulace a vypnutém mlýnském okruhu kdy kotel spaluje uhelný prášek, jsou uvedeny níže v grafech.

5.10.1. Při parním výkonu 100 t/h

Recirkulace spalin při 15% z celkového množství měla za následek dosažení požadované teploty přehřáté páry 540 °C. Doregulování teploty za přehřívákem P5 je provedena regulačním vstříkem.



Graf. 5-9 Průběhy teplot vody/páry



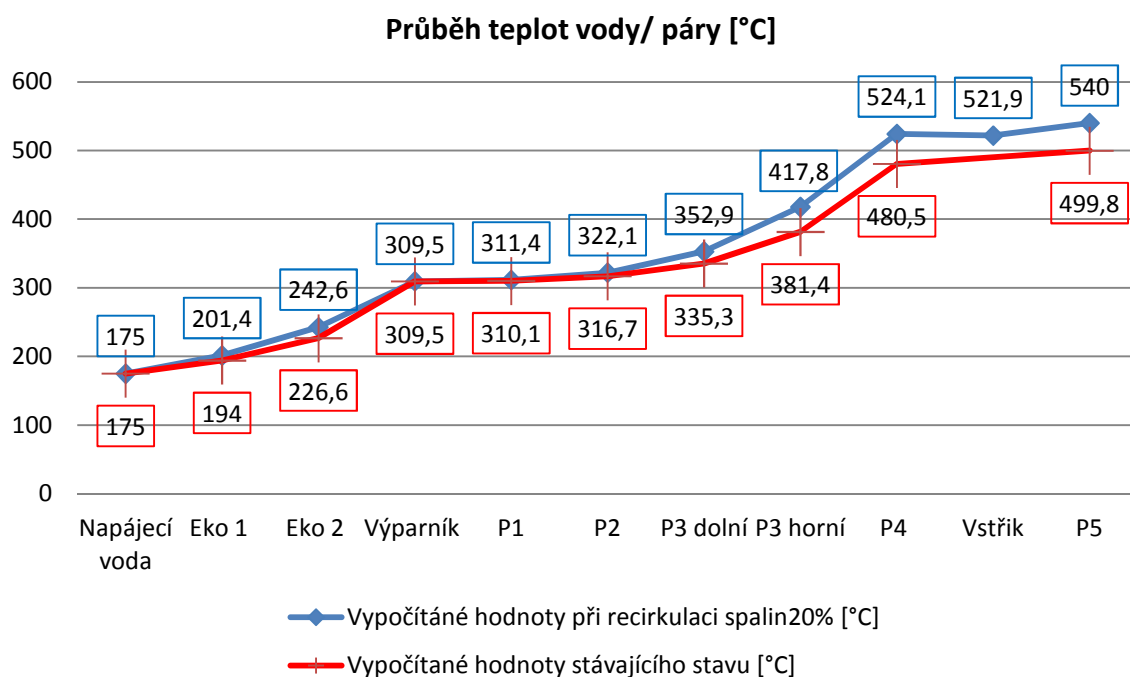
Graf. 5-10 Průběhy teplot spalin

Parametry modelu	
Teplo přivedené [MW]	88,638
Teplo odvedené [MW]	76,232
Účinnost [%]	86,004
Komínová ztráta [%]	6,037
Množství paliva [t/h]	16,421
Množství vstříku [t/h]	0,7

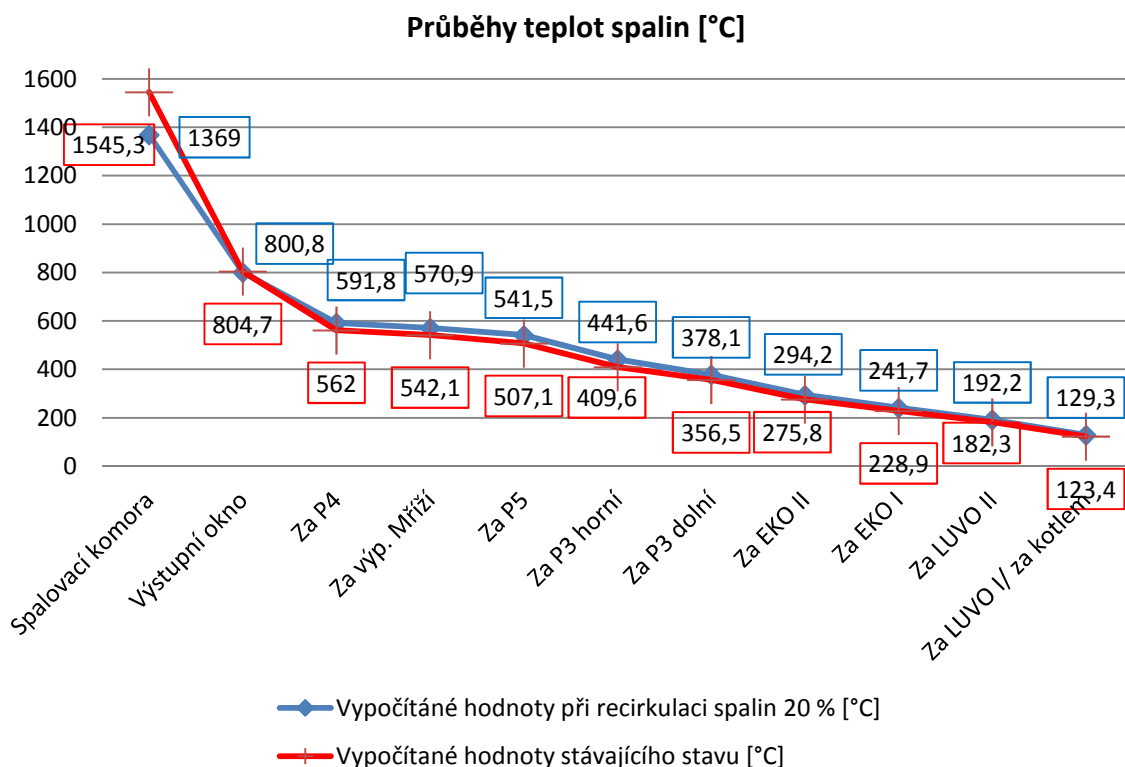
Tab. 5-7 Teploty spalin a přehřáté páry

5.10.2. Při parním výkonu 90 t/h

Při snížení parního výkonu na 90 t/h bylo potřeba navýšit množství recirkulovaných spalin na 20 %. Při této recirkulaci bylo možné dodržet požadovanou teplotu přehřáté páry na výstupu 540 °C. Doregulování teploty za přehřívákem P5 je provedena regulačním vstříkem.



Graf. 5-11 Průběhy teplot vody/páry



Graf. 5-12 Průběhy teplot spalin

Parametry modelu	
Teplo přivedené [MW]	79,72
Teplo odvedené [MW]	68,609
Účinnost [%]	86,062
Komínová ztráta [%]	5,979
Množství paliva [t/h]	14,769
Množství vstříku [t/h]	0,2

Tab. 5-8 Teploty spalin a přehřáté páry

5.11. Zhodnocení výsledků

Na vytvořeném modelu tepelného výpočtu kotle jsem simuloval možné varianty konstrukčních úprav, pomocí kterých je možné teoreticky dosáhnout požadované teploty přehřáté páry na výstupu z kotle K2 540°C. Jako první variantu jsem provedl možnost prodloužení visutého přehříváku P4 dle konstrukčních možností směrem dolů k výsypkové části kotle. Touto úpravou nebylo možné dosáhnout požadované teploty přehřáté páry. Další variantou je odebrání části spalin ve 3. tahu kotle a jejich navrácení do spalovací komory. Odběrové místo bylo zvoleno za ekonomizérem. Toto řešení se ukázalo jako dostatečné pro zvýšení přehřáté páry na požadovanou teplotu při výkonu kotle 100 t/h i při sníženém výkonu 90 t/h.

Vypočítané teploty vody/páry

Teplota vody/páry v jednotlivých bodech kotle K2 [°C]			Surové uhlí		Uhelný prášek	
Plocha	Modelový výpočet	Prodloužení P4	Rec. 12% mp=100 t/h	Rec. 20% mp=90 t/h	Rec. 15% mp=100 t/h	Rec. 20% mp=90 t/h
Napájecí voda	175	175	175	175	175	175
Eko 1 výstup	194	194,3	200,8	203	200,6	201,4
Eko 2 výstup	226,6	227	241,4	246,6	240,7	242,6
Výparník	309,5	309,5	309,5	309,5	309,5	309,5
P1	310,1	310,1	311,5	311,8	311,4	311,4
P2	316,7	316,2	322,5	332,7	321,6	322,1
P3 dolní	335,3	335,1	353,1	357,1	352,2	352,9
P3 horní	381,4	382	417,6	424,7	416,2	417,8
P4	480,5	495,6	526,2	532,2	524,5	524,1
Vstřík			516,6	519,1	516,5	521,9
P5	499,8	508,7	540	540	540	540

Tab. 5-9 Teplot vody/páry

Vypočítané teploty spalín

Teplota spalín v jednotlivých bodech kotle K2 [°C]			Surové uhlí		Uhelný prášek	
Plocha	Modelový výpočet	Prodloužení P4	Rec. 12% mp=100 t/h	Rec. 20% mp=90 t/h	Rec. 15% mp=100 t/h	Rec. 20% mp=90 t/h
Výstupní okno	804,7	807,1	823,6	798	826,3	800,8
Za P4	562	553,9	604,7	595,7	606,4	591,8
Za výp. Mříží	542,1	534,8	583,7	575	585,1	570,9
Za P5	507,1	508,8	547,4	543,3	548,6	541,5
Za P3 horní	409,6	410,5	445,4	445,9	445,8	441,6
Za P3 dolní	356,5	356,8	380,8	381,8	381	378,1
Za EKO II	275,8	276,3	296	297,6	296,2	294,2
Za EKO I	228,9	229,3	243,1	244,3	243,2	241,7
Za LUVO II	182,3	182,6	243,1	195,2	193,3	192,2
Za LUVO I/ za kotlem	123,4	123,6	131,8	132,1	130,5	129,3

Tab. 5-10 Teplot spalín

Parametry daných výpočtových modelů kotle K2

Parametry daných modelů			Surové uhlí		Uhelný prášek	
Plocha	Modelový výpočet	Prodloužení P4	Rec. 12% mp=100 t/h	Rec. 20% mp=90 t/h	Rec. 15% mp=100 t/h	Rec. 20% mp=90 t/h
Teplo přivedené [MW]	85,166	85,899	88,964	80,114	88,638	79,72
Teplo odvedené [MW]	73,462	74,08	76,232	68,609	76,232	68,609
Účinnost [%]	86,258	86,241	85,689	85,639	86,004	86,062
Komínová zráta [%]	5,783	5,8	6,352	6,402	6,037	5,979
Množství paliva [t/h]	18,02	18,17	18,823	16,951	16,421	14,769
Množství vstříku [t/h]	0	0	0,9	1,1	0,7	0,2

Tab. 5-11 Teploty spalín a přehřáté páry

6 Technicko-ekonomické zhodnocení

Z tab. 5-11 je patrné, že při navýšení teploty přehřáté páry na 540°C z ekonomického hlediska dochází k nárůstu teploty spalin a tím ke snížení účinnosti kotle z důvodu nárůstu komínové ztráty. To má za následek zvýšenou spotřebu paliva. Odchozí teplota spalin z kotle K2 je na relativně nízké úrovni a mírné navýšení je možno hodnotit z hlediska koroze koncových teplosměnných ploch pozitivně.

Naopak z hlediska termické účinnosti parního cyklu teplárny dojde k významnému navýšení termické účinnosti cyklu. Z hlediska požadavku teplárny má navýšení teploty přehřáté páry prioritu.

7 Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce bylo vypracování technického návrhu úpravy kotle K2 v Teplárně Přerov pro zvýšení parametrů přehřáté páry na požadovanou teplotu 540°C. Teoretická část práce zahrnuje popis stávajícího kotle K2. Následně jsem se zaměřil na problematiku teploty přehřáté páry a přehled možných metod pro její navýšení.

Výpočtová část obsahovala jak základní stechiometrické výpočty, tak i vytvoření tepelného modelu kotle, který jsem optimalizoval co možná nejpresněji, aby odpovídal hodnotám reálného kotle K2. V modelu jsem nasimuloval možné konstrukční úpravy jak prodloužení teplosměnné plochy přehříváku P4, tak zavedení recirkulace spalín.

Podle modelových výpočtů jsem došel k závěru, že navýšením teplosměnné plochy přehříváku P4 nedocílím požadované teploty přehřáté páry 540°C. Recirkulaci spalín jsem dosáhnul požadované teploty při parním výkonu 100 t/h a 90 t/h. Při zapnutém mlýnském okruhu byla recirkulace spalín stanovena při parním výkonu 100 t/h na 12% a při 90 t/h na 20%. V případě vypnutého mlýnského okruhu kdy se spaluje uhelný prášek ze zásobníku je recirkulace spalín stanovena při parním výkonu 100 t/h na 15% a při 90 t/h na 20% recirkulovaných spalín. Z hlediska navrhované rekonstrukce doporučuji zvětšení přehříváku P4 a ověření možnosti zvětšení recirkulace spalín.

Poděkování:

Chtěl bych tímto poděkovat doc. Dr. Ing. Bohumírovi Čechovi za cenné připomínky a rady při vypracování této diplomové práce.

8 Seznam použité literatury

- [1] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: Skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
- [2] ČERNÝ, Václav, Jiří TEYSSLER a Břetislav JANEBA. *Parní kotle*. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury (SNTL), 1983. 858 s.
- [3] LADISLAV VILIMEC. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Ostrava: VŠB-TU, 2008. ISBN 978-80-248-1853.
- [4] BUDAJ, Florian. *Podklady pro tepelný výpočet*. Brno: Skripta VUT Brno, Ostrava, 1992. ISBN 80-214-0426-4
- [5] HUB, František, Jaromír KRUŽÍK a Jaroslav VESELSKÝ. *Moravskoslezské teplárny: 100 let služeb veřejnosti*. Ostrava: Moravskoslezské teplárny a. s., 1998. 110 s. ISBN 80-238-2293-4.

9 Seznam příloh

Příloha A	výkres kotle K2
Příloha B	výkres úprava P4
Příloha C	model KOTEL 4.0